

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Danijel Zadravec

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

doc. dr. sc. Nenad Ferdelji, dipl. ing.

Student:

Danijel Zadravec

Zagreb, 2017.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Nenadu Ferdeljiju na stručnoj pomoći, brojnim savjetima i strpljenju tijekom izrade rada.

Danijel Zadravec



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Danijel Zdravec**

Mat. br.: 0035190842

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Prijenos topline i mase u izmjenjivaču topline**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Heat and mass transfer in heat exchanger**

Opis zadatka:

U izmjenjivaču topline cijevi u bubnju, 12 kg/s zraka temperature 104 °C, tlaka 4,2 bar i relativne vlažnosti 20 % hladi se pomoću 70 kg/s rashladne vode ulazne temperature 26 °C.
Za poznatu geometriju izmjenjivača, oslanjajući se na analogiju prijenosa mase i topline, potrebno je:

- 1) proračunati izlazna stanja struje zraka i rashladne vode,
- 2) proračunati učin izmjenjivača i maseni protok izlučene kapljevite vode,
- 3) grafički prikazati utjecaj ulaznog stanja zraka (\dot{Q} , ϕ) na veličine izračunate pod 2),
- 4) analizirati odstupanja od dobivenih rezultata pod 1) i 2) ako se uvede pretpostavka o malim brzinama prijenosa mase.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualnu pomoć mentora.

Zadatak zadan:

30. studenog 2016.

Rok predaje rada:

1. rok: 24. veljače 2017.

2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.

3. rok: 22. rujna 2017.

Predvideni datumi obrane:

1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.

2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.

3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

Zadatak zadao:

doc. dr. sc. Nenad Ferdelji

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS OZNAKA	V
SAŽETAK.....	IX
SUMMARY	X
1. UVOD.....	1
2. VLAŽNI ZRAK.....	3
2.1. Sadržaj vlage vlažnog zraka.....	4
2.2. Relativna vlažnost.....	5
2.3. Specifična entalpija vlažnog zraka.....	5
3. PRIJENOS MASE	7
3.1. Brzine i tokovi.....	7
3.2. Bezdimenzijske značajke	8
3.3. Prvi Fickov zakon	9
3.4. Prijenos mase uz male brzine prijenosa	10
3.4.1. Lewisova relacija	11
3.4.2. Lewisov zakon ishlapljivanja.....	11
3.5. Prijenos mase pri velikim brzinama prijenosa	12
3.5.1. Motivirajuća (pokretačka) sila prijenosa mase	12
3.5.2. Korigirani koeficijenti prijenosa mase i prijelaza topline.....	12
4. PRORAČUN IZMJENJIVAČA	15
4.1. Fizikalni model	15
4.1.1. Kontrolni volumen	15
4.1.2. Pretpostavke modela	16
4.1.3. Prvi glavni stavak.....	16
4.2. Proračun toplinskih tokova i masenog toka	18
4.2.1. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na strani vlažnog zraka ..	19
4.2.2. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na strani rashladne vode.	20
4.2.3. Proračun koeficijenta prijenosa mase	21
4.3. Proračun uz pretpostavku o malim brzinama prijenosa mase.....	22
4.4. Proračun istosmjernog izmjenjivača	22
4.5. Proračun protusmjernog izmjenjivača	24
4.6. Računanje fizikalnih svojstava.....	26
5. REZULTATI PRORAČUNA.....	27
5.1. Ulazni podaci	27
5.2. Rezultati za istosmjerni izmjenjivač	27
5.2.1. Proračun uz pretpostavku velikih brzina prijenosa mase.....	27

5.2.2. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani rashladne vode sa srednjom temperaturom vode	39
5.2.3. Proračun uz pretpostavku malih brzina prijenosa mase.....	40
5.3. Rezultati za protusmjerni izmjenjivač i usporedba s istosmjernom izvedbom.....	45
5.3.1. Usporedba rezultata proračuna protusmjernog i istosmjernog izmjenjivača.....	54
5.4. Analiza izmjenjivača beskonačno velike površine	57
5.5. Usporedba različitih ulaznih stanja.....	59
6. ZAKLJUČAK.....	63
LITERATURA.....	64
PRILOZI.....	65

POPIS SLIKA

Slika 1.	Profili sadržaja vlage u graničnom sloju za proces ishlapljivanja i rošenja	2
Slika 2.	Faktor puhanja u ovisnosti o pokretačkoj sili prijenosa mase	13
Slika 3.	Kontrolni volumen istosmjernog izmjenjivača	15
Slika 4.	Prvi glavni stavak postavljen na kontrolni volumen istosmjernog izmjenjivača ..	17
Slika 5.	Kontrolni volumen protusmjernog izmjenjivača	24
Slika 6.	Prvi glavni stavak postavljen na kontrolni volumen protusmjernog izmjenjivača	24
Slika 7.	Koeficijent prijelaza topline na strani rashladne vode za istosmjerni izmjenjivač	28
Slika 8.	Koeficijent prijelaza topline na strani vlažnog zraka za istosmjerni izmjenjivač	29
Slika 9.	Motivirajuća sila prijenosa mase kod istosmjernog izmjenjivača	30
Slika 10.	Koeficijent prijenosa mase kod istosmjernog izmjenjivača	31
Slika 11.	Bezdimenzijske značajke vlažnog zraka po duljini istosmjernog izmjenjivača....	32
Slika 12.	Raspodjela temperatura po duljini istosmjernog izmjenjivača	33
Slika 13.	Kumulativni maseni protok kondenzata po duljini istosmjernog izmjenjivača	35
Slika 14.	Lokalne gustoće toplinskih tokova po duljini istosmjernog izmjenjivača	36
Slika 15.	Proces hlađenja i rošenja vlažnog zraka u h,x dijagramu za istosmjerni izmjenjivač	37
Slika 16.	Usporedba koeficijenta prijelaza topline na strani rashladne vode u istosmjernom izmjenjivaču računata sa srednjim i lokalnim svojstvima vode	39
Slika 17.	Koeficijent prijenosa mase i Lewisov koeficijent ishlapljivanja	41
Slika 18.	Usporedba profila temperatura kod proračuna s malim i velikim brzinama prijenosa mase	42
Slika 19.	Usporedba procesa hlađenja i rošenja vlažnog zraka, dobivenih proračunom s pretpostavkom malih i velikih brzina prijenosa mase, u h,x dijagramu	44
Slika 20.	Usporedba koeficijenta prijelaza topline na strani rashladne vode u protusmjernom i istosmjernom izmjenjivaču	46
Slika 21.	Usporedba motivirajuće sile prijenosa mase u protusmjernom i istosmjernom izmjenjivaču	47
Slika 22.	Usporedba korigiranih koeficijenta prijelaza topline na strani zraka u protusmjernom i istosmjernom izmjenjivaču	48
Slika 23.	Usporedba korigiranih koeficijenta prijenosa mase u protusmjernom i istosmjernom izmjenjivaču	49
Slika 24.	Raspodjela temperatura po duljini protusmjernog izmjenjivača	50
Slika 25.	Prikaz procesa hlađenja i rošenja u h,x dijagramu za istosmjerni i protusmjerni izmjenjivač	52
Slika 26.	Usporedba kumulativnih masenih protoka kondenzata po duljini izmjenjivača...	55
Slika 27.	Usporedba učina izmjenjivača po duljini	56
Slika 28.	Profil temperatura beskonačnog istosmjernog izmjenjivača	57
Slika 29.	Profil temperatura beskonačnog protusmjernog izmjenjivača	58
Slika 30.	Usporedba procesa u h,x dijagramu za različite ulazne temperature zraka	59
Slika 31.	Ovisnost učina izmjenjivača i izlučenog kondenzata o ulaznoj temperaturi zraka	60
Slika 32.	Usporedba procesa u h,x dijagramu za različite ulazne relativne vlažnosti zraka	61
Slika 33.	Ovisnost učina izmjenjivača i izlučenog kondenzata o ulaznoj relativnoj vlažnosti zraka	62

POPIS TABLICA

Tablica 1.	Karakteristične vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na strani rashladne vode za istosmjerni izmjenjivač [$W/(m^2 K)$]	28
Tablica 2.	Karakteristične vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na strani zraka i postotci korekcija za istosmjerni izmjenjivač	29
Tablica 3.	Vrijednosti motivirajuće sile prijenosa mase i sadržaja vlage za istosmjerni izmjenjivač	31
Tablica 4.	Karakteristične vrijednosti koeficijenta prijenosa mase i postotci korekcija za istosmjerni izmjenjivač	32
Tablica 5.	Temperature struja u istosmjernom izmjenjivaču	33
Tablica 6.	Veličine stanja struja u istosmjernom izmjenjivaču uz pretpostavku velikih brzina prijenosa mase	38
Tablica 7.	Integralni rezultati proračuna istosmjernog izmjenjivača	38
Tablica 8.	Koeficijenti prijelaza topline u proračunu s pretpostavkom malih brzina prijenosa mase i njihova odstupanja od koeficijenata dobivenih proračunom s pretpostavkom velikih brzina prijenosa	40
Tablica 9.	Karakteristične vrijednosti g_{md} , σ i x_d za proračun s malim brzinama prijenosa...	41
Tablica 10.	Temperature struja istosmjernog izmjenjivača uz pretpostavku malih brzina prijenosa mase	43
Tablica 11.	Veličine stanja struja u istosmjernom izmjenjivaču uz pretpostavku malih brzina prijenosa mase	45
Tablica 12.	Integralni rezultati proračuna s pretpostavkom malih brzina prijenosa mase	45
Tablica 13.	Karakteristične vrijednosti α_w [$W/(m^2 K)$] u protusmjernom izmjenjivaču	46
Tablica 14.	Vrijednosti motivirajuće sile prijenosa mase i masenog udjela vlage u protusmjernom izmjenjivaču	48
Tablica 15.	Karakteristične vrijednosti α_w i g_{md} u protusmjernom izmjenjivaču i postoci njihovih korekcija	49
Tablica 16.	Temperature struja	51
Tablica 17.	Veličine stanja struja u protusmjernom izmjenjivaču	53
Tablica 18.	Integralni rezultati proračuna protusmjernog izmjenjivača	53
Tablica 19.	Odstupanja rezultata proračuna kod protusmjernog i istosmjernog izmjenjivača	54
Tablica 20.	Rezultati proračuna beskonačnog istosmjernog izmjenjivača	57
Tablica 21.	Rezultati proračuna beskonačnog protusmjernog izmjenjivača	58

POPIS OZNAKA

Latinične oznake:

Oznaka	Jedinica	Opis
A	m^2	površina poprečnog presjeka kanala
ΔA_u	m^2	Unutarnja površina stijenki svih cijevi unutar jednog kontrolnog volumena
ΔA_v	m^2	Vanjska površina stijenki svih cijevi unutar jednog kontrolnog volumena
a	m^2/s	temperaturna provodnost
$B_{m,A}$	-	motivirajuća sila prijenosa mase
$B_{m,d}$	-	motivirajuća sila prijenosa mase kod vlažnog zraka
c	$J/(kg\ K)$	specifični toplinski kapacitet
c_k	$J/(kg\ K)$	specifični toplinski kapacitet kapljevitoz kondenzata
c_p	$J/(kg\ K)$	specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku
c_{pd}	$J/(kg\ K)$	specifični toplinski kapacitet vodene pare pri konstantnom tlaku
c_{psz}	$J/(kg\ K)$	specifični toplinski kapacitet suhog zraka pri konstantnom tlaku
c_{pzz}	$J/(kg\ K)$	specifični toplinski kapacitet vlažnog zraka pri konstantnom tlaku
c_w	$J/(kg\ K)$	specifični toplinski kapacitet rashladne vode
D_{AB}	m^2/s	masena difuzivnost
$D_{d,sz}$	m^2/s	masena difuzivnost vodene pare kroz zrak
d_b	m	promjer bubnja izmjenjivača
d_{ekv}	m	ekvivalentni promjer
d_u	m	unutarnji promjer cijevi
d_v	m	vanjski promjer cijevi
$g_{m,A}$	$kg/(m^2\ s)$	koeficijent prijenosa mase
$g_{m,d}$	$kg/(m^2\ s)$	koeficijent prijenosa mase kod vlažnog zraka
H_{vz}	J	entalpija vlažnog zraka
\dot{H}_k	W	entalpija struje kondenzata
\dot{H}_w	W	entalpija struje rashladne vode
\dot{H}_z	W	entalpija struje vlažnog zraka
h_d	J/kg	specifična entalpija vodene pare

h_{sz}	J/kg	specifična entalpija suhog zraka
h_w	J/kg	specifična entalpija vlage
h_{1+x}	J/kg	specifična entalpija vlažnog zraka svedena na jedan kilogram suhog zraka
\vec{J}_A	kg/(m ² s)	gustoća difuzijskog masenog toka komponente
L	m	udaljenost kontrolnog volumena od ulaza vlažnog zraka
L_{uk}	m	ukupna duljina izmjenjivača topline
M_{sz}	kg/kmol	molarna masa suhog zraka
M_v	kg/kmol	molarna masa vode
m	kg	masa
m_{sz}	kg	masa suhog zraka
m_v	kg	masa vlage
n	-	broj cijevi u izmjenjivaču
O	m	opseg kanala
p	Pa, (N/m ²)	tlak
p_d	Pa	parcijalni tlak vodene pare u vlažnom zraku
p_s	Pa	parcijalni tlak vodene pare zasićenog vlažnog zraka
p_{sz}	Pa	parcijalni tlak suhog zraka u vlažnom zraku
p_z	Pa	tlak vlažnog zraka
q	W/m ²	gustoća toplinskog toka
q_m	kg/s	maseni protok
$q_{m,d}$	kg/s	maseni protok vodene pare
$q_{m,k}$	kg/s	maseni protok kapljevito kondenzata
$q_{m,sz}$	kg/s	maseni protok suhog zraka
$q_{m,w}$	kg/s	maseni protok rashladne vode
r_0	J/kg	toplina isparivanja vode pri referentnoj temperaturi
\vec{v}	m/s	po masi osrednjena brzina smjese
\vec{v}_A	m/s	brzina čestice u mješavini
x	g/kg	sadržaj vlage u vlažnom zraku
x_w	g/kg	sadržaj vlage kapljevite vode
x_0	g/kg	sadržaj vlage podalje od stijenke
Δx	m	duljina kontrolnog volumena
y	mol/mol	množinski udio

Grčke oznake:

Oznaka	Jedinica	Opis
α_w	W/(m ² K)	koeficijent prijelaza topline na strani rashladne vode
α_z	W/(m ² K)	koeficijent prijelaza topline na strani vlažnog zraka
δ_c	m	debljina koncentracijskog graničnog sloja
ϑ	°C	temperatura
ϑ_s	°C	temperatura stijenke i kondenzata
ϑ_w	°C	temperatura rashladne vode
ϑ_z	°C	temperatura vlažnog zraka
ϑ_0	°C	referentna temperatura
λ	W/(m K)	toplinska provodnost
μ	Pa s	dinamička viskoznost
ν	m ² /s	kinematička viskoznost
ζ_A	kg/kg	maseni udio komponente u mješavini
ρ	kg/m ³	gustoća
ρ_A	kg/m ³	gustoća komponente u smjesi
σ	kg/(m ² s)	Lewisov koeficijent ishlapljivanja
Φ_k	W	toplinski tok koji kondenzat rošenjem predaje stijenci
Φ_w	W	toplinski tok sa stijenke cijevi na struju rashladne vode
Φ_z	W	toplinski tok sa struje vlažnog zraka na stijenku cijevi
φ	-	relativna vlažnost vlažnog zraka

Bezdimenzijske značajke:

Oznaka	Jedinica	Opis
Le	-	Lewisova značajka
Nu	-	Nusseltova značajka
Pr	-	Prandtlova značajka
Re	-	Reynoldsova značajka
Sc	-	Schmidtova značajka
Sh	-	Sherwoodova značajka

Popis indeksa:

Oznaka	Opis
i	veličina na izlazu struje iz kontrolnog volumena
s	veličina neposredno uz stijenku cijevi
u	veličina na ulazu struje u kontrolni volumen
Δx	veličina unutar jednog kontrolnog volumena
0	veličina podalje od stijenke cijevi

Popis gornjih indeksa:

Oznaka	Opis
*	veličina prije korekcije
'	veličina na ulazu u izmjenjivač topline
"	veličina na izlazu iz izmjenjivača topline

SAŽETAK

U radu je proveden termodinamički proračun odvlaživanja *vlažnog zraka – rashladnom vodom* u „Shell & Tube“ izmjenjivaču zadane geometrije. Proračun se temelji na istovremenom konvektivnom prijenosu topline i mase uslijed rošenja vlage iz zraka. Matematički model proračuna postavljen je na diskretizirane kontrolne volumene koji čine pojednostavljeni geometrijski model izmjenjivača. Rješavanjem modela dobivena su izlazna stanja obiju struja na svakom kontrolnom volumenu, čime je, osim učina izmjenjivača, određen tijek promjene stanja vlažnog zraka u Mollierovom h,x dijagramu u procesu odvlaživanja. Uspoređeni su rezultati za istosmjernu i protusmjernu izvedbu izmjenjivača te je analiziran utjecaj vlažnosti i temperature ulaznog zraka na učin izmjenjivača i količinu izlučenog kondenzata. Na kraju su kvantificirana odstupanja rezultata zbog uvedene pretpostavke o malim brzinama prijenosa mase čime su dane smjernice za širu primjenu danog modela.

Ključne riječi: odvlaživanje zraka, prijenos topline i mase, rošenje

SUMMARY

This paper describes a thermodynamic analysis of humid air dehumidification with cooling water in shell and tube heat exchanger of given geometry. The analysis is based on a simultaneous convective heat transfer and mass transfer due to the moisture condensing from the air. Mathematical calculation model is applied to the discretized control volumes which form a simplified geometrical model of the heat exchanger. By solving the model, thermodynamic states of both the fluids at the exit of every control volume are obtained, which, beside the overall heat transfer rate, determines the humid air process path in the Mollier h,x diagram. Results for parallel and counter flow heat exchanger are compared and the effect of inlet air temperature and humidity on the overall heat transfer rate and mass flow rate of condensed moisture is examined. Finally, deviation of results due to the low mass flux assumption are quantified which provides guidelines for broader application of given model.

Key words: air dehumidification, heat and mass transfer, condensation

1. UVOD

Izmjenjivači topline su toplinski aparati u kojima se prenosi toplota s toplije na hladniju struju, pri čemu se hladnija struja zagrijava, a toplija hladi. Jedan od osnovnih tipova izmjenjivača topline je rekuperator, čija se analiza provodi u ovom radu. Kod rekuperatora su struje međusobno razdvojene čvrstom stijenkom i između njih nema izravnog dodira, odnosno miješanja.

Osnovni tipovi rekuperatora, s obzirom na smjer međusobnog strujanja fluida su:

- istosmjerni rekuperatori
- protusmjerni rekuperatori
- križni rekuperatori

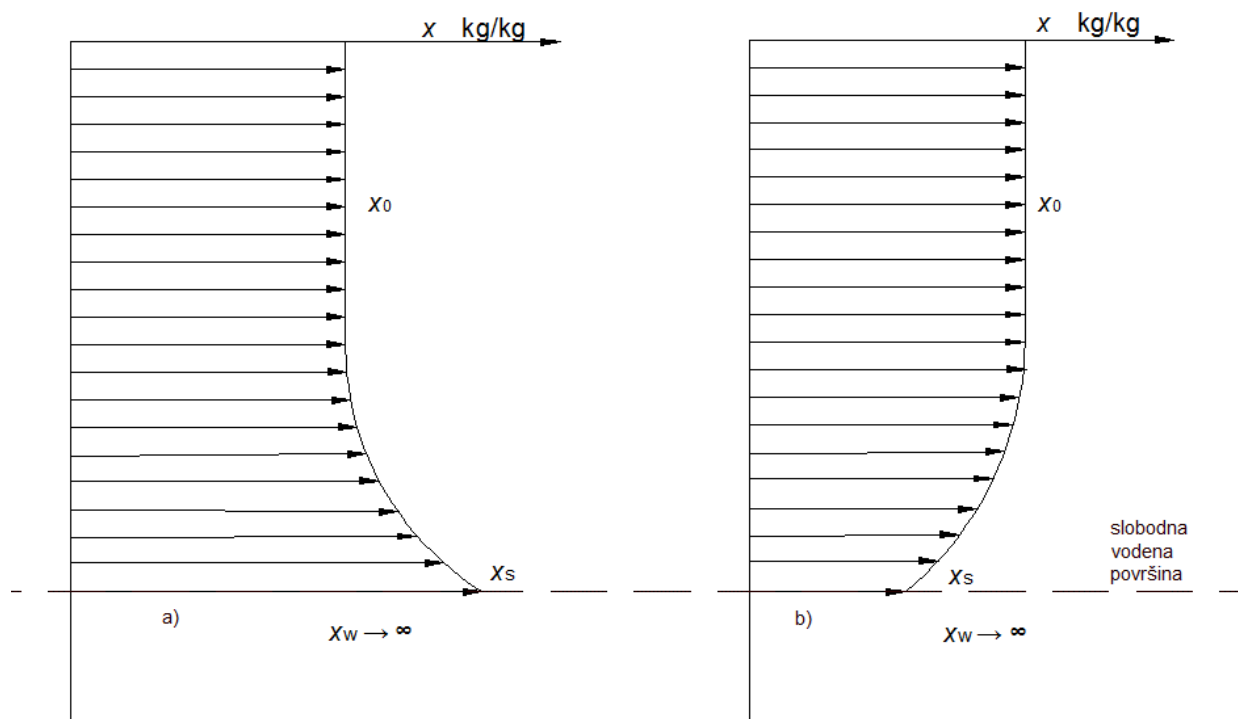
Kod istosmjernih struje teku međusobno paralelno i u istom smjeru, dok kod protusmjernih struje također teku međusobno paralelno, ali u suprotnim smjerovima. Kod križnih rekuperatora struje se međusobno križaju. Najčešći su u praksi kombinirani rekuperatori koji mogu biti formirani od svih triju osnovnih tipova.

Čvrste se tvari mogu sušiti strujom vrućega plina, najčešće zraka, koji sa sobom odnosi i ishlapljenu paru. Jedna od primjena izmjenjivača topline je sušenje, odnosno odvlaživanje struje zraka njegovim hlađenjem zbog čega se vlaga rošenjem, odnosno kondenzacijom, izdvaja u obliku kapljevine. Plinovi se mogu sušiti hlađenjem ili dovođenjem u doticaj s čvrstim ili kapljevitim tvarima, koje na sebe vežu vlagu. Primjena suhog zraka za sušenje česta je u prehrambenoj i kemijskoj industriji.

Pretvorba iz plinovitog u kapljevito agregatno stanje, uz prisutnost jednog ili više sudionika u plinovitom agregatnom stanju, naziva se rošenje. Prijenos mase u suprotnom smjeru, iz kapljevito u plinovito agregatno stanje, naziva se ishlapljivanje.

Parcijalni tlak vodene pare uz neku površinu jednak je parcijalnom tlaku zasićenja vodene pare za temperaturu na toj površini. Ako je parcijalni tlak vodene pare uz površinu, koji je funkcija njezine temperature, viši od parcijalnog tlaka vodene pare u struji vlažnog zraka podalje od stijenke, tad je i sadržaj vlage, odnosno koncentracija vlage uz slobodnu površinu niži nego u struji zraka pa se odvija proces ishlapljivanja. Takav slučaj prikazan je na slici 1.a). Ako je parcijalni tlak vodene pare uz površinu niži od parcijalnog tlaka vodene pare u struji vlažnog zraka podalje od stijenke, sadržaj vlage veći je uz stijenku i odvija se proces rošenja. Takav slučaj prikazan je na slici 1.b).

Rošenje se odvija i kad je stanje zraka u nezasićenom području. Iako se pri rošenju prijenos topline i mase odvija istovremeno, u nekim je slučajevima te fenomene moguće promatrati neovisno.



Slika 1. Profili sadržaja vlage u graničnom sloju za proces ishlapljivanja i rošenja

2. VLAŽNI ZRAK

Vlažni zrak je binarna smjesa suhog zraka i vlage. Suhi zrak se u smjesi javlja isključivo u plinovitom obliku, dok se vlaga može pojaviti u plinovitom, kapljevitom ili čvrstom agregatnom stanju.

Prema Daltonovom je zakonu sveukupni tlak vlažnog zraka jednak zbroju parcijalnih tlakova suhog zraka i vodene pare, ako se ona javlja u obliku vodene pare.

$$p_z = p_{sz} + p_d \quad (1)$$

Zbog relativno niske kritične temperature suhog zraka od $-141\text{ }^{\circ}\text{C}$, i relativno visokog kritičnog tlaka od 37,66 bara, u tehnici se suhi zrak najčešće može tretirati kao idealni plin, ako njegov parcijalni tlak ne prelazi vrijednosti od 10-15 bara [1].

Parcijalni tlak vodene pare ograničen je njezinim tlakom zasićenja, p_s , koji je funkcija temperature zasićenja, ϑ_s , prema krivulji napetosti. Prisustvo suhog zraka nema utjecaj na položaj linije napetosti vode.

Linije napetosti kapljevin – para i krutina – para određuju tri područja vlažnog zraka:

1. Nezasićeni vlažni zrak kod kojeg je za zadanu temperaturu parcijalni tlak vodene pare niži od tlaka zasićenja $p_d < p_s$. U tom području vlaga postoji u obliku pregrijane vodene pare. Krajnji slučaj je zasićeni vlažni zrak, u kojem je parcijalni tlak vodene pare jednak tlaku zasićenja, $p_d = p_s$, ali još uvijek nema izlučivanja vlage u kapljevitom ili krutom agregatnom stanju. U zasićenom vlažnom zraku voda postoji u obliku suhozasićene vodene pare.
2. Zasićeni vlažni zrak s kapljevitim kondenzatom. Pri tom je toplinskom stanju temperatura vlažnog zraka viša od temperature trojne točke vode, $0,01\text{ }^{\circ}\text{C}$. Zrak je u tom stanju zasićen vlagom, $p_d = p_s$, dok se višak vlage izlučuje u kapljevitom stanju u obliku magle ili vodenog taloga.
3. Zasićeni vlažni zrak s vlagom u obliku krutine. Ovo se stanje vlažnog zraka javlja pri temperaturama nižim od trojne točke. Vlažni zrak, osim vlage u obliku suhozasićene pare, sadrži još i led u obliku mraza ili ledene magle. U graničnom slučaju, na temperaturi jednakoj temperaturi trojne točke vode, u vlažnom zraku prisutne su sve tri faze vode.

2.1. Sadržaj vlage vlažnog zraka

Masa, odnosno maseni protok suhog zraka ne mijenja se u većini promjena stanja vlažnog zraka. Iz tog razloga su veličine stanja vlažnog zraka svedene na konstantnu masu suhog zraka. Za određivanje toplinskog stanja smjese, osim veličina stanja kao što su tlak i temperatura, potrebno je poznavati i masene ili količinske udjele sudionika u smjesi.

Sadržaj vlage vlažnog zraka x definiran je kao omjer mase vlage, m_w i mase suhog zraka, m_{sz} .

$$x = \frac{m_v}{m_{sz}} \quad (2)$$

Vrijednosti sadržaja vlage kreću se u intervalu $0 < x < \infty$. Ako je $x = 0$, radi se o suhom zraku, dok ako je $x = \infty$, radi se o čistoj vodi.

Pomoću poznatog sadržaja vlage može se, uz poznatu temperaturu i tlak, potpuno definirati stanje vlažnog zraka.

Dok je parcijalni tlak vodene pare niži od tlaka zasićenja pri temperaturi vlažnog zraka, vlaga je u zraku sadržana u obliku pregrijane vodene pare pa se parcijalni tlakovi vodene pare i suhog zraka, pri umjerenim tlakovima, mogu računati pomoću jednadžbe stanja idealnog plina. U tom se slučaju i suhi zrak i vodena para pokoravaju Daltonovom zakonu za idealne plinove, koji kaže da u smjesi idealnih plinova svaki plin zauzima čitav raspoloživ volumen i stoji pod svojim parcijalnim tlakom, određenim vrstom plina, temperaturom i volumenom smjese.

Međusobnim dijeljenjem jednadžbe stanja idealnog plina za vodenu paru i za suhi zrak, kraćenjem temperatura vlažnog zraka i opće plinske konstante, dobiven je izraz za sadržaj vlage:

$$x_d = \frac{M_v p_d}{M_{sz} p_{sz}} \quad (3)$$

Uvrštavanjem vrijednosti molarne mase suhog zraka $M_{sz} = 28,96$ kg/kmol i molarne mase vode $M_w = 18,02$ kg/kmol, te vrijednosti tlaka suhog zraka koja proizlazi iz Daltonovog zakona (1), iz jednadžbe (3) slijedi:

$$x_d = 0,62224 \frac{p_d}{p_z - p_d} \quad (4)$$

2.2. Relativna vlažnost

Relativna vlažnost, φ , omjer je parcijalnog tlaka vodene pare za temperaturu ϑ i tlaka zasićenja za istu temperaturu ϑ

$$\varphi = \frac{p_d(\vartheta)}{p_s(\vartheta)} \quad (5)$$

Interval unutar kojeg se može nalaziti vrijednost relativne vlažnosti je $0 \leq \varphi \leq 1$. Ako je $\varphi = 0$, govori se o suhom zraku, a ako je $\varphi = 1$, vlažni zrak je zasićen. Relativna vlažnost ima svoj smisao samo u području nezasićenog zraka. Ako je $x > x_s$, relativna vlažnost više ne opisuje sadržaj vlage u zraku jer parcijalni tlak vodene pare više nije dovoljan za jednoznačan opis toplinskog stanja vlažnog zraka.

Uvrštavanjem jednadžbe (5) u (4) moguće je doći do izravne veze između relativne vlažnosti i sadržaja vlage.

$$x_d = 0,62224 \frac{\varphi p_s}{p_z - \varphi p_s} \quad (6)$$

2.3. Specifična entalpija vlažnog zraka

Entalpija vlažnog zraka, kao ekstenzivna veličina stanja, dobije se zbrajanjem entalpija oba sudionika smjese; suhog zraka i vode.

$$H_{vz} = m_{sz} h_{sz} + m_v h_v \quad (7)$$

gdje je h_{sz} specifična entalpija suhog zraka, a h_v specifična entalpija vlage.

Dijeljenjem jednadžbe (7) s masom suhog zraka, dobiva se specifična entalpija vlažnog zraka svedena na masu suhog zraka:

$$h_{1+x} = h_{sz} + x h_v \quad (8)$$

Specifična entalpija suhog zraka računa se prema izrazu:

$$h_{sz} = c_{ps}(\vartheta) \vartheta \quad (9)$$

U kojem je c_{ps} specifični toplinski kapacitet suhog zraka pri konstantnom tlaku i u zadatku se uzima u obzir njegova ovisnost o temperaturi.

U jednadžbi (9) za integracijsku je konstantu uzeta nulta vrijednost specifične entalpije pri temperaturi $\vartheta_0 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ što treba uzeti u obzir i pri računanju specifične entalpije vlage.

Specifična entalpija vodene pare računa se iz izraza:

$$h_d = r_0 + c_{pd}(\vartheta, p_d) \vartheta \quad (10)$$

Zbog integracijske konstante za nultu vrijednost specifične entalpije vode pri temperaturi $\vartheta_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ u kapljevitom stanju, u izrazu za entalpiju vodene pare postoji član r_0 koji predstavlja toplinu isparivanja vode pri temperaturi od $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ i iznosi $2,5 \cdot 10^6\text{ J/kg}$. Produkt $c_{pd} \vartheta$ predstavlja entalpiju jednog kilograma pregrijane vodene pare u odnosu na temperaturu zasićenja $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Iako se načelno vodena para može smatrati idealnim plinom, pri čemu specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku, c_{pd} , ne ovisi o tlaku, u proračunu će se, zbog korištenja računalnog programa, uzeti u obzir ovisnost toplinskog kapaciteta o temperaturi i o tlaku.

Izraz za specifičnu entalpiju nezasićenog vlažnog zraka glasi:

$$h_{1+x} = c_{ps} \vartheta + x_d (r_0 + c_{pd} \vartheta) \quad (11)$$

Specifična entalpija kapljevite vode računa se prema izrazu:

$$h_w = c_w(\vartheta) \vartheta \quad (12)$$

Gdje je $c_w(\vartheta)$ specifični toplinski kapacitet kapljevite vode čija će se ovisnost o temperaturi u zadatku uzeti u obzir.

3. PRIJENOS MASE

Svaki fizikalni fenomen općenito je praćen promjenom fizikalnih veličina u vremenu i prostoru. Kad god postoji neravnoteža neke fizikalne veličine u mediju, ona se spontano redistribuira sve dok se ne postigne ravnoteža. Ta tendencija često se naziva pokretačka sila i mehanizam je koji stoji iza mnogih spontanih procesa.

Mnogi realni problemi prijenosa topline iz prakse uključuju i pojavu prijenosa mase. Difuzijski prijenos mase podliježe sličnim zakonitostima kao i difuzijski prijenos topline. Masena difuzija javlja se kao posljedica stalnog gibanja atoma, molekula i čestica. Za difuzijski prijenos mase potrebna je razlika koncentracija tvari pri čemu se prijenos odvija iz područja više koncentracije u područje niže koncentracije. Gradijent koncentracije pokretačka je sila difuzijskog prijenosa mase.

3.1. Brzine i tokovi

Definicija difuzijskog toka komponente u smjesi vezana je uz relativnu brzinu, koja se definira u odnosu na osrednjenu brzinu smjese \vec{v} . Razlikujemo pa masi i po količini osrednjene brzine. Po masi osrednjena brzina definirana je kao:

$$\vec{v} = \frac{\sum \rho_A \vec{v}_A}{\sum \rho_A} \quad (13)$$

gdje je \vec{v}_A brzina pojedine čestice mješavine, tj. skupine molekula unutar malog volumena.

Svaka komponenta može imati različitu brzinu u odnosu na ukupnu osrednjenu brzinu smjese.

Relativna brzina komponente u odnosu na osrednjenu brzinu mješavine, a koja je posljedica molekularnih gibanja, naziva se difuzijska brzina. Difuzijska brzina određuje gustoću difuzijskog masenog toka, koji se za neku komponentu A , definira kao:

$$\vec{j}_A = \rho_A (\vec{v}_A - \vec{v}) \quad (14)$$

S ovako definiranim difuzijskim masenim tokom, gustoća masenog toka komponente A može se zapisati:

$$\rho_A \vec{v}_A = \xi_A \rho \vec{v} + \vec{j}_A \quad (15)$$

gdje je prvi član s desne strane jednadžbe gustoća konvektivnog masenog toka, koji se giba u smjeru osrednjene brzine, a drugi je član gustoća difuzijskog masenog toka.

3.2. Bezdimenzijske značajke

U problemima prijenosa topline i tvari važnu ulogu imaju pripadajuća svojstva tvari iz kojih se mogu formirati bezdimenzijske značajke. U inženjerskoj se primjeni najčešće spominju tri fizikalne veličine koje imaju difuzijski karakter prijenosa: prijenos količine gibanja, prijenos topline i prijenos mase. Svaki od ovih prijenosa karakteriziran je svojstvom tvari, koje se naziva difuzivnost i ima mjernu jedinicu m^2/s .

Za prijenos količine gibanja definirano je svojstvo difuzivnost momenta, odnosno kinematička viskoznost ν :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (16)$$

Za prijenos topline definirano je svojstvo toplinska difuzivnost, odnosno temperaturna provodnost a :

$$a = \frac{\lambda}{\rho c_p} \quad (17)$$

Za prijenos mase definirano je svojstvo masena difuzivnost D_{AB} .

Pomoću ovih triju difuzivnosti formirane su tri bezdimenzijske značajke od kojih svaka ima određeno fizikalno značenje i egzistira u pripadajućim jednadžbama prijenosa.

Omjer difuzivnosti momenta i topline naziva se Prandtlova značajka:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (18)$$

Omjer difuzivnosti momenta i mase naziva se Schmidtova značajka:

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}} \quad (19)$$

Omjer toplinske i masene difuzivnosti, odnosno Schmidtove i Prandtlove značajke, naziva se Lewisova značajka:

$$Le = \frac{a}{D_{AB}} = \frac{Sc}{Pr} \quad (20)$$

Posljedica svakog difuzijskog prijenosa neke fizikalne veličine je formiranje pripadajućeg graničnog sloja. Definirani su hidrodinamički granični sloj, karakteriziran momentnom difuzivnošću, temperaturni granični sloj, karakteriziran toplinskom difuzivnošću, i maseni granični sloj, karakteriziran masenom difuzivnošću.

Difuzijski prijenosi momenta, topline i mase pod određenim su pretpostavkama slični procesi, što znači da su opisani sličnim diferencijalnim jednadžbama istog oblika u kojima se pojavljuje pripadajuća difuzivnost kao relevantno svojstvo tvari u načinu prijenosa.

Iz toga slijedi fizikalno objašnjenje definiranih bezdimenzijskih značajki kao omjer debljina onih graničnih slojeva koji su u difuzijskom načinu prijenosa karakterizirani pripadajućim difuzivnostima. Tako Prandtlova značajka predstavlja omjer debljina hidrodinamičkog i temperaturnog graničnog sloja, Schmidtova predstavlja omjer debljina hidrodinamičkog i masenog graničnog sloja, a Lewisova omjer debljina temperaturnog i masenog graničnog sloja.

3.3. Prvi Fickov zakon

Fourierov zakon provođenja, Newtonov zakon viskoznosti i Prvi Fickov zakon jednadžbe su istog oblika i opisuju, redom, difuzijski prijenos topline, količine gibanja i mase.

Analogno Fourierovom zakonu definiran je Fickov prvi zakon koji kaže da je gustoća difuzijskog masenog toka komponente A proporcionalna gradijentu masenog udjela komponente A , odnosno da je gustoća difuzijskog količinskog toka komponente A proporcionalna gradijentu koncentracije komponente A .

Za binarnu smjesu, matematički zapis Prvog Fickovog zakona, izražen pomoću veličina vezanih uz masu, glasi:

$$\vec{J}_A = -\rho D_{AB} \frac{\partial \xi_A}{\partial \vec{n}} \quad (21)$$

$$\vec{J}_B = -\rho D_{BA} \frac{\partial \xi_B}{\partial \vec{n}} \quad (22)$$

Gdje se indeks A odnosi na veličine vezane uz jednu komponentu binarne smjese, a B uz drugu. Fickov zakon vrijedi za bilo koju smjesu čvrstih, kapljevitih ili plinovitih tvari, dokle god je gustoća difuzijskog masenog toka definirana prema osrednjenoj brzini mješavine.

Fizikalna veličina D_{AB} naziva se difuzivnost tvari A u tvari B . U općem slučaju ovisi o tlaku, temperaturi i koncentracijama tvari u smjesi. Kod binarnih smjesa, koje se sastoje od komponenti A i B , načelno postoje dvije difuzivnosti: difuzivnost komponente A u komponenti B , D_{AB} , i difuzivnost komponente B u komponenti A , D_{BA} , za koje se može pokazati da su međusobno jednake.

$$D_{AB} = D_{BA} \quad (23)$$

Kod procesa ishlapljivanja i rošenja bitna je masena difuzivnost vodene pare kroz zrak čija empirijska korelacija glasi:

$$D_{d,sz} = 1,87 \times 10^{-10} \left(\frac{T^{2,072}}{p} \right) \quad 282 \text{ K} \leq T \leq 450 \text{ K} \quad (24)$$

$$D_{d,sz} = 2,75 \times 10^{-9} \left(\frac{T^{1,632}}{p} \right) \quad 450 \text{ K} < T < 1070 \text{ K} \quad (25)$$

Iz korelacija se difuzivnost izračunava u m^2/s uz uvrštavanje temperature u Kelvinima, a tlaka u atmosferama. Iz korelacija je vidljivo da $D_{d,sz}$ raste porastom temperature, a pada porastom tlaka.

3.4. Prijenos mase uz male brzine prijenosa

Kad su brzine prijenosa mase male, brzine komponenti uslijed difuzijskog procesa su zanemarive pa prijenos mase nema utjecaja na polje brzina. Kad je komponenta koja difundira rijetka, njezin ukupni maseni tok izmjenjuje se isključivo difuzijom. Za male brzine prijenosa mase, uz zanemarenje konvektivnog prijenosa mase, difuzijski prijenos mase analogan je difuziji toplinskog toka.

Kao što je analogno Fourierovom zakonu definiran Prvi Fickov zakon, u problemima prijenosa mase definira se stavak istog oblika kao i Newtonov stavak. Taj stavak kaže da je gustoća difuzijskog masenog toka proporcionalna razlici masenih udjela:

$$j_{A,s} = g_{m,A} (\xi_{A,s} - \xi_{A,0}) \quad (26)$$

Koeficijent proporcionalnosti $g_{m,A}$ se, analogno koeficijentu prijelaza topline, naziva koeficijentom prijenosa mase i ima mjernu jedinicu $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$.

S koeficijentom prijenosa mase povezana je Sherwoodova značajka, odnosno Nusseltova značajka za prijenos mase, koja je definirana:

$$Sh = Nu_m = \frac{g_{m,A} l_0}{\rho D_{AB}} \quad (27)$$

Iz osnovnih definicija i diferencijalnih jednadžbi slijedi da su bezdimenzijske značajke Sc i Sh , redom, analogne značajkama Pr i Nu , što znači da izrazi koji povezuju Nu , Pr i Re u problemima prijenosa topline povezuju i analogne značajke u problemima prijenosa mase. Primjenom izraza, koji su analogni izrazima iz prijenosa topline, izračunava se Sherwoodova značajka i iz nje koeficijent prijenosa mase $g_{m,A}$.

3.4.1. Lewisova relacija

U slučaju malih brzina prijenosa mase, prijenos mase vrlo malo utječe na polja brzina pa se prijenos topline može računati neovisno o prijenosu mase, kao da nema prijenosa mase.

Često se kod prisilne konvekcije Nusseltova značajka računa prema izrazu:

$$Nu = CRe^a Pr^b \quad (28)$$

Analogijom prijenosa topline i mase, Sherwoodova značajka ima oblik:

$$Sh = CRe^a Sc^b \quad (29)$$

Međusobnim dijeljenjem jednadžbi (37) i (38), uz uzimanje vrlo česte vrijednosti $b = 1/3$, dolazi se do relacije

$$\frac{\alpha}{g_m c_p} = Le^{\frac{2}{3}} \quad (30)$$

Za sustave voda-zrak, Lewisov broj jednak je 0,847 pa izraz (39) postaje:

$$\frac{\alpha}{g_m c_p} = 0,8952 \quad (31)$$

3.4.2. Lewisov zakon ishlapljivanja

Lewisov zakon ishlapljivanja, koji se tradicionalno primjenjuje u problemima ishlapljivanja vodene pare i vrijedi uz male brzine prijenosa, povezuje gustoću masenog toka s razlikom sadržaja vlage uz površinu s koje se odvija prijenos mase i podalje od nje.

$$j_d = \frac{dq_{m,d}}{dA} = \sigma (x_{d,s} - x_{d,0}) \quad (32)$$

Koeficijent σ naziva se koeficijent ishlapljivanja i ima mjernu jedinicu $\text{kg}/(\text{m}^2\text{s})$, gdje se kg odnosi na masu zraka, sadržaja vlage $x_{d,0}$, koja u jednoj sekundi nastruji na jedan m^2 površine i poprimi sadržaj vlage zasićenog zraka za temperaturu uz površinu $x_{d,s}$.

Veza između koeficijenta prijenosa mase i koeficijenta ishlapljivanja, koja slijedi iz jednadžbi (25) i (31) glasi:

$$\sigma = \frac{g_{m,d}}{1+x_{d,0}} \quad (33)$$

Ako je razlika između $x_{d,s}$ i $x_{d,0}$ pozitivna, dolazi do ishlapljivanja, dok se kod negativne razlike odvija rošenje.

3.5. Prijenos mase pri velikim brzinama prijenosa

Kad pretpostavke o malim brzinama prijenosa mase nisu ispunjene, prijenos mase utječe na polje brzine. U tom slučaju radi se o prijenosu mase pri velikim brzinama prijenosa kod kojeg se koeficijent prijenosa mase razlikuje od onog kojeg bi dala analogija prijenosa topline i mase. Stoga je u slučajevima velikih brzina prijenosa mase potrebno korigirati koeficijent prijenosa mase, kao i koeficijent prijelaza topline.

3.5.1. Motivirajuća (pokretačka) sila prijenosa mase

Gustoća masenog toka komponente A na stijenci zbroj je gustoće difuzijskog i konvektivnog masenog toka.

$$(\rho_A v_A)_s = \xi_{A,s}(\rho v)_s + g_{m,A} (\xi_{A,s} - \xi_{A,0}) \quad (34)$$

Iz gornje je jednadžbe na sljedeći način izražena ukupna gustoća masenog toka:

$$(\rho v)_s = -g_{m,A} \frac{(\xi_{A,s} - \xi_{A,0})}{\xi_{A,s} - \frac{(\rho_A v_A)_s}{(\rho v)_s}} = g_{m,A} B_{m,A} \quad (35)$$

Iz jednadžbe (35) slijedi da je definicija motivirajuće sile prijenosa mase, $B_{m,A}$ omjer ukupnog masenog toka kroz stijenu, $(\rho v)_s$ i koeficijenta prijenosa mase komponente A , $g_{m,A}$.

Izraz za određivanje motivirajuće sile prijenosa mase za komponentu A je:

$$B_{m,A} = \frac{\xi_{A,0} - \xi_{A,s}}{\xi_{A,s} - \frac{(\rho_A v_A)_s}{(\rho v)_s}} \quad (36)$$

Za prijenos mase samo jedne komponente gornji izraz poprima oblik:

$$B_{m,A} = \frac{\xi_{A,0} - \xi_{A,s}}{\xi_{A,s} - 1} \quad (37)$$

3.5.2. Korigirani koeficijenti prijenosa mase i prijelaza topline

U nastavku je dan model konvektivnog prijenosa mase za smjesu, koja ne mora nužno biti rijetka. Metoda se naslanja na koeficijent prijenosa mase, izračunatog pomoću analogije prijenosa topline i mase, uz uvođenje korekcije zbog primjetne brzine prijenosa mase.

Za stacionarni problem mirujućeg masenog graničnog sloja debljine δ_c uz stijenu, ukupni protok mase komponenata u sustavu je konstantan i jednak:

$$(\rho_A v_A)_s = \xi_A(\rho v)_s - \rho D_{AB} \frac{\partial \xi_A}{\partial y} \quad (38)$$

Iz jednadžbi (35) i (38) slijedi izraz za koeficijent prijenosa mase pri velikim brzinama prijenosa:

$$g_{m,A} = \frac{\rho D_{AB}}{\delta_c} \left[\frac{\ln(1+B_{m,A})}{B_{m,A}} \right] \quad (39)$$

Kod slučaja prijenosa mase malim brzinama prijenosa ukupna gustoća masenog toka teži nuli. U tom slučaju koeficijent prijenosa mase je jednak onome koji se dobije iz analogije prijenosa mase i topline $g_{m,A}^*$.

$$\lim_{B_{m,A} \rightarrow 0} g_{m,A} = \frac{\rho D_{AB}}{\delta_c} = g_{m,A}^* \quad (40)$$

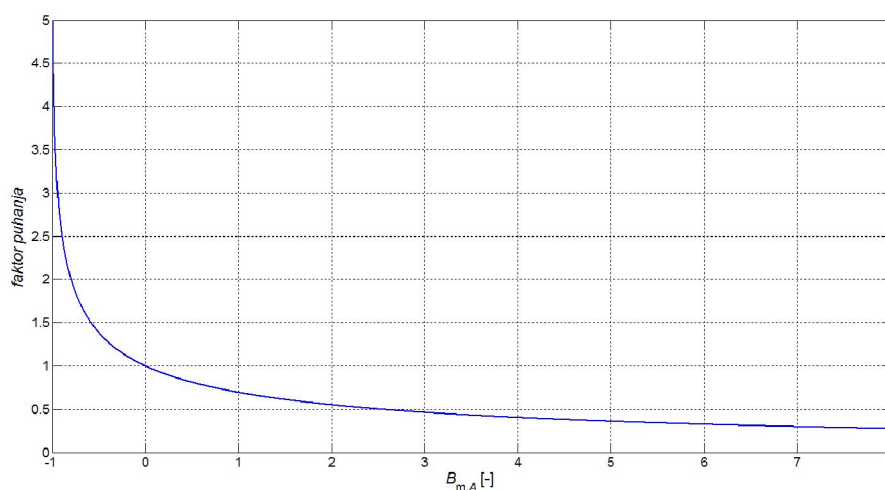
Uvrštavanjem jednadžbe (35) u (34) dobije se izraz za korigirani koeficijent prijenosa mase:

$$g_{m,A} = g_{m,A}^* \left[\frac{\ln(1+B_{m,A})}{B_{m,A}} \right] \quad (41)$$

Drugi faktor desne strane jednadžbe (41) naziva se faktor puhanja. Kad je $B_{m,A} > 0$, postoji protok mase od stijenke (puhanje). Tada je faktor puhanja pozitivan i manji od jedinice, što znači da puhanje smanjuje koeficijent prijenosa mase. Kod puhanja je otpor prijenosu mase povećan zbog podebljanog graničnog sloja.

Kad je $B_{m,A} < 0$, postoji prijenos mase prema stijenci (usisavanje). Tada je faktor puhanja pozitivan i veći od jedinice, što znači da usisavanje povećava koeficijent prijenosa mase. Razlog tome je to što usisavanje „miče“ spori fluid uz stijenu, čime se stanjuje granični sloj, što smanjuje otpor prijenosu mase.

Prikaz ovisnosti faktora puhanja o motivirajućoj sili prijenosa mase prikazan je na slici 2.



Slika 2. Faktor puhanja u ovisnosti o pokretačkoj sili prijenosa mase

Analogno pristupu kod izračuna korigiranog koeficijenta prijenosa mase, definiran je izraz za korigirani koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha = \frac{(\rho_A v_A) c_{p,A}}{\exp\left(\frac{(\rho_A v_A) c_{p,A}}{\alpha^*}\right) - 1} \quad (42)$$

gdje je α^* koeficijent prijelaza topline za slučaj da nema prijenosa mase.

Kao i za koeficijent prijenosa mase, u slučaju da je gustoća masenog toka pozitivna i velika (puhanje), koeficijent prijelaza topline se smanjuje, dok se kod usisavanja on povećava.

4. PRORAČUN IZMJENJIVAČA

U zadanom rekuperativnom izmjenjivaču topline hladi se struja vlažnog zraka strujom rashladne vode. Zbog relativno visoke vlažnosti struje zraka i relativno niskih temperatura stijenki cijevi koje razdjeljuju dvije struje, parcijalni tlakovi vodene pare u struji vlažnog zraka uz stijenke, koji odgovaraju tlakovima zasićenja za te temperature, niži su od parcijalnih tlakova vodene pare u struji podalje od stijenki. Uslijed te razlike parcijalnih tlakova dolazi do rošenja, odnosno izlučivanja kondenzata uz stijenke cijevi.

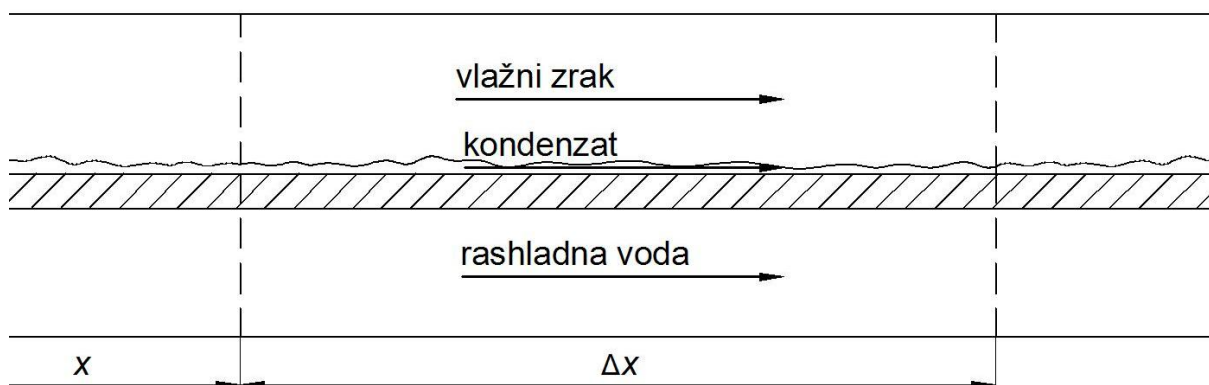
Zbog promjenjive temperature struja i stijenke između njih, izmjenjivač topline je u postupku proračuna po duljini diskretiziran na kontrolne volumene u kojima se pretpostavljaju konstantne temperature struja i stijenki cijevi. Na takve kontrolne volumene postavljene su bilance mase i energije čijim su rješavanjem dobiveni izmijenjeni toplinski tok između struja i količina izlučenog kondenzata unutar volumena, kao i stanja struja na izlazu iz volumena, koja odgovaraju stanjima na ulazu u sljedeći volumen. Ponavljanjem proračuna po čitavoj duljini izmjenjivača, dobiven je ukupan učin izmjenjivača, ukupan protok kondenzata i stanje struja na izlazu iz izmjenjivača.

Proračun se provodi za istosmjernu i protusmjernu izvedbu izmjenjivača.

4.1. Fizikalni model

4.1.1. Kontrolni volumen

Izmjenjivač topline po duljini je podijeljen na određeni broj jednakih kontrolnih volumena. Jedan kontrolni volumen pojednostavljeno je prikazan na slici 3.



Slika 3. Kontrolni volumen istosmjernog izmjenjivača

Svaki kontrolni volumen može se podijeliti na tri područja. Prvo područje, kroz koje struji vlažni zrak, obuhvaća prostor između stijenke plašta i tekućeg kondenzata na stijenama cijevi realnog izmjenjivača i u nastavku se naziva područjem strujanja vlažnog zraka. Drugo područje, kroz koje struji rashladna voda, obuhvaća prostor unutar svih cijevi i naziva se područjem strujanja rashladne vode. Treće područje, koje obuhvaća sve stijenke cijevi i sav tekući kondenzat, nalazi se između dva prethodno spomenuta područja i s njima izmjenjuje energiju, a samo s područjem vlažnog zraka i masu u obliku izlučenog kondenzata.

4.1.2. Pretpostavke modela

Strujanje rashladne vode, vlažnog zraka i kondenzata promatra se kao jednodimenzionalno i stacionarno.

Homogena smjesa vlažnog zraka smatra se idealnim plinom i promatra se rastavljena na komponente suhi zrak i vodena para.

Protočne mase suhog zraka i rashladne vode kroz izmjenjivač smatraju se konstantnima.

Zanemareni su padovi tlaka uslijed otpora strujanju.

Zanemareni su toplinski gubici kroz vanjski plašt izmjenjivača.

Zanemareno je provođenje topline u bakru uzduž cijevi, kao i provođenje u fluidima u smjeru strujanja.

Zanemareni su toplinski otpori provođenju sloja kondenzata i cijevne stijenke, odnosno njihova temperatura unutar jednog kontrolnog volumena smatra se jednakom i konstantnom.

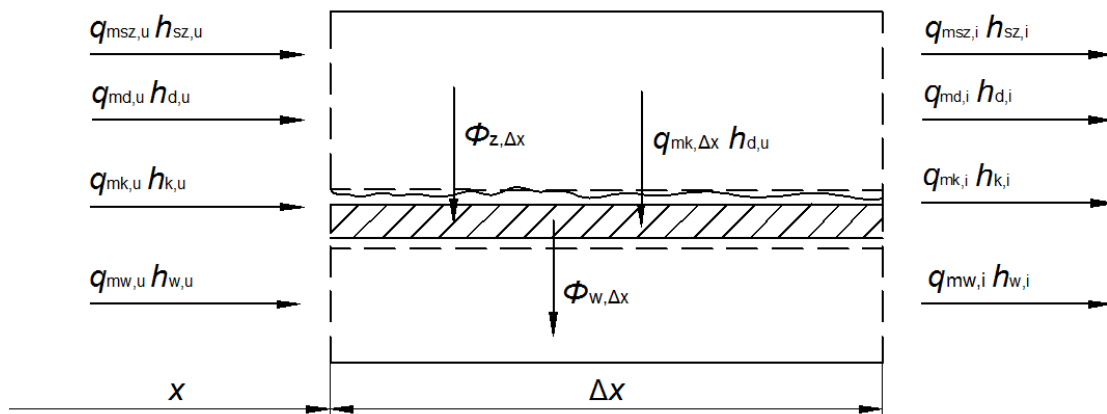
Temperature vlažnog zraka, rashladne vode i stijenke s kondenzatom unutar kontrolnih volumena su homogene i jednake temperaturi tog medija na ulazu ili izlazu iz kontrolnog volumena, ovisno o izvedbi izmjenjivača.

Pretpostavlja se jednaka vrijednost koeficijenta prijelaza topline oko svih cijevi unutar kontrolnog volumena.

Zanemaruje se utjecaj debljine sloja kondenzata oko cijevi, zbog čega je vanjska površina cijevi konstantna kroz cijeli izmjenjivač.

4.1.3. Prvi glavni stavak

Na svako od tri područja unutar kontrolnog volumena postavljen je prvi glavni stavak, prema slici 4.



Slika 4. Prvi glavni stavak postavljen na kontrolni volumen istosmjernog izmjenjivača

Prvi glavni stavak postavljen na područje stijenke cijevi i kondenzata glasi:

$$q_{mk,u} h_{k,u} + \Phi_{z,\Delta x} + q_{mk,\Delta x} h_{d,u} = \Phi_{w,\Delta x} + q_{mk,i} h_{k,i} \quad (43)$$

Prvi glavni stavak postavljen na područje vlažnog zraka glasi:

$$q_{msz,u} h_{sz,u} + q_{md,u} h_{d,u} = \Phi_{z,\Delta x} + q_{mk,\Delta x} h_{d,u} + q_{msz,i} h_{sz,i} + q_{md,i} h_{d,i} \quad (44)$$

Prvi glavni stavak postavljen na područje rashladne vode glasi:

$$q_{mw,u} h_{w,u} + \Phi_{w,\Delta x} = q_{mw,i} h_{w,i} \quad (45)$$

Zbrajanjem jednačbi (43), (44) i (45) dobije se jednačba koja predstavlja zakon očuvanja energije za cijeli kontrolni volumen.

$$\begin{aligned} q_{msz,u} h_{sz,u} + q_{md,u} h_{d,u} + q_{mk,u} h_{k,u} + q_{mw,u} h_{w,u} &= q_{msz,i} h_{sz,i} + \\ &+ q_{md,i} h_{d,i} + q_{mk,i} h_{k,i} + q_{mw,i} h_{w,i} \end{aligned} \quad (46)$$

Prema uvedenoj pretpostavki, protočna masa suhog zraka konstantna je kroz izmjenjivač.

Protočna masa vodene pare na izlazu iz kontrolnog volumena jednaka je protočnoj masi na ulazu u kontrolni volumen umanjenoj za masu nastalog kondenzata unutar volumena. Masa kondenzata na izlazu iz volumena jednaka je masi na ulazu uvećanoj za masu vlage koja je rošenjem unutar volumena promijenilo agregatno stanje iz plinovitog u tekuće.

$$q_{msz,u} = q_{msz,i} = q_{msz} \quad (47)$$

$$q_{md,i} = q_{md,u} - \Delta q_{mk} \quad (48)$$

$$q_{mw,u} = q_{mw,i} = q_{mw} \quad (49)$$

$$q_{mk,i} = q_{mk,u} + \Delta q_{mk} \quad (50)$$

Specifične entalpije suhog zraka, vodene pare, kondenzata i rashladne vode na ulazu u kontrolni volumen su:

$$h_{sz,u} = c_{psz,u}(\vartheta_{z,u}) \vartheta_{z,u} \quad (51)$$

$$h_{d,u} = c_{pd,u}(\vartheta_{z,u}, p_{d,u}) \vartheta_{z,u} + r_0 \quad (52)$$

$$h_{k,u} = c_{w,u}(\vartheta_{s,u}) \vartheta_{s,u} \quad (53)$$

$$h_{w,u} = c_{w,u}(\vartheta_w) \vartheta_w \quad (54)$$

Specifične entalpije na izlazu iz kontrolnog volumena su:

$$h_{sz,i} = c_{psz,i}(\vartheta_{z,i}) \vartheta_{z,i} \quad (55)$$

$$h_{d,i} = c_{pd,i}(\vartheta_{z,i}, p_{d,i}) \vartheta_{z,i} + r_0 \quad (56)$$

$$h_{k,i} = c_{w,i}(\vartheta_{s,i}) \vartheta_{s,i} \quad (57)$$

$$h_{w,i} = c_{w,i}(\vartheta_{w,i}) \vartheta_{w,i} \quad (58)$$

U nastavku rada izostavlja se navođenje ovisnosti specifičnih toplinskih kapaciteta o temperaturama i tlakovima, a za specifični toplinski kapacitet kapljevito kondenzata na temperaturi stijenke uvodi se oznaka c_k , dok za rashladnu vodu ostaje oznaka c_w .

4.2. Proračun toplinskih tokova i masenog toka

Toplinski tok sa struje vlažnog zraka na stijenke cijevi izmjenjivača, unutar jednog kontrolnog volumena, računa se Newtonovim stavkom:

$$\Phi_{z,\Delta x} = \alpha_z \Delta A_v (\vartheta_z - \vartheta_s) \quad (59)$$

Zbog pretpostavki o jednodimenzionalnom strujanju, homogenoj temperaturi vlažnog zraka i o jednakom koeficijentu prijelaza topline oko svih cijevi unutar jednog kontrolnog volumena, toplinski tok računa se, prema modelu, odjednom za sve paralelne cijevi izmjenjivača.

Toplinski tok s unutarnjih površina cijevi izmjenjivača na struju rashladne vode unutar jednog kontrolnog volumena je:

$$\Phi_{w,\Delta x} = \alpha_w \Delta A_u (\vartheta_s - \vartheta_w) \quad (60)$$

Zbog jednakih pretpostavki kao i na vanjskoj strani cijevi, toplinski tok prema rashladnoj vodi također se, prema modelu, računa unutar jednog kontrolnog volumena odjednom za sve paralelne cijevi.

Maseni tok vode iz vlažnog zraka na stijenku cijevi, koji unutar jednog kontrolnog volumena rošenjem prelazi u kapljevito stanje, računa se iz izraza:

$$q_{mk,\Delta x} = -\Delta A_v B_{m,d} g_{m,d} \quad (61)$$

Pokretačka sila prijenosa mase, $B_{m,d}$ računa se za dvokomponentnu smjesu vodene pare i suhog zraka iz izraza (37).

Kod rošenja je sadržaj vlage vlažnog zraka veći od sadržaja vlage neposredno uz stijenku pa je pokretačka sila prijenosa mase negativna.

Predznak minus u jednadžbi (61) postoji zbog toga što je $q_{mk,\Delta x}$ količina kapljevito kondenzata koji rošenjem nastaje u kontrolnom volumenu, dok bi izraz bez minusa označavao količinu vodene pare koju vlažni zrak gubi u kontrolnom volumenu, zbog negativne pokretačke sile prijenosa mase.

Vanjska površina svih cijevi unutar jednog kontrolnog volumena računa se iz izraza:

$$\Delta A_v = d_v \pi \Delta x n \quad (62)$$

gdje je n broj cijevi izmjenjivača. Zbog zanemarivanja utjecaja debljine sloja kondenzata oko cijevi, vanjska površina uzima se konstantnom kroz cijeli izmjenjivač.

Unutarnja površina svih cijevi, koja je također konstantna po čitavoj duljini izmjenjivača, računa se iz izraza:

$$\Delta A_u = d_u \pi \Delta x n \quad (63)$$

4.2.1. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na strani vlažnog zraka

Za proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline s vlažnog zraka na stijenku cijevi korišten je model prisilne konvekcije za turbulentno strujanje tekućine u cijevi.

Zbog strujanja zraka oko cijevi u plaštu izmjenjivača potrebno je izračunati tzv. ekvivalentni promjer

$$d_{ekv} = \frac{4A}{O} \quad (64)$$

gdje A označuje površinu presjeka kanala koji za zadanu geometriju izmjenjivača glasi:

$$A = \frac{d_b^2 \pi}{4} - \frac{d_v^2 \pi n}{4} \quad (65)$$

gdje je d_b unutarnji promjer plašta bubnja.

Veličina O označuje opseg kanala kroz koji struji tekućina i za zadanu geometriju glasi:

$$O = (d_b + n d_v) \pi \quad (66)$$

Korištena je korelacija prema [1]

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (67)$$

koja vrijedi za vrijednosti Reynoldsove značajke

$$10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$$

i za vrijednosti Prandtlove značajke

$$0,5 < Pr < 2000$$

Za procjenu režima strujanja potrebno je izračunati bezdimenzijsku Reynoldsovu značajku koja za strujanje u neokruglim presjecima cijevi glasi:

$$Re = \frac{\rho w d_{ekv}}{\mu} = \frac{q_{m,vz} d_{ekv}}{A \mu} \quad (68)$$

Reynoldsova značajka upada za zadano stanje strujanja u turbulentno područje u kojem vrijedi korelacija (67).

Vrijednosti Prandtlove značajke:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (69)$$

također zadovoljavaju uvjete za primjenu jednadžbe (67).

Član jednadžbe f je Darcyjev faktor trenja i računa se izrazom:

$$f = \frac{1}{(1,82 \log_{10} Re - 1,6)^2} \quad (70)$$

Svojstva fluida uzimaju se lokalno za svaki kontrolni volumen ovisno o njegovoj temperaturi. Tako se dobije lokalna Nusseltova značajka za svaki volumen iz kojeg se dobije lokalni konvektivni koeficijent prijelaza topline.

$$Nu_z = \frac{\alpha_z^* d_{ekv}}{\lambda} \rightarrow \alpha_z^* = \frac{Nu_z \lambda}{d_{ekv}} \quad (71)$$

Korigirani koeficijent prijelaza topline zbog istodobnog prijenosa topline i mase za velike brzine prijenosa masa računa se prema jednadžbi (42) iz izraza:

$$\alpha_z = \frac{\frac{-\Delta q_{mk} * c_{pd}}{e^{\frac{-\Delta q_{mk} * c_{pd}}{\alpha_z^*}} - 1}}{\quad} \quad (72)$$

4.2.2. Proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline na strani rashladne vode

U cijevi izmjenjivača odvija se prisilno strujanje rashladne vode. Za zadani protok i geometriju izmjenjivača, vrijednosti Reynoldsovih značajki upadaju u prijelazno turbulentno strujanje.

Za proračun koeficijenta konvektivnog prijelaza topline uzet je Hausenov model prema [3] koji glasi:

$$Nu = 0,116 \left(Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) Pr^{\frac{1}{3}} \left[1 + \left(\frac{d_u}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (73)$$

i vrijedi za područje Reynoldsovih značajki

$$2300 < Re < 10^4$$

Reynoldsova značajka za strujanje u jednoj cijevi računa se:

$$Re = \frac{\rho_w d_u}{\mu} = \frac{4 q_{mw}}{n \pi d_u \mu} \quad (74)$$

Duljina L označava, za svaki volumen, udaljenost od točke na kojoj rashladna voda ulazi u izmjenjivač topline do točke na kojoj izlazi iz tog kontrolnog volumena. Model vrijedi za duljine L veće od promjera cijevi d_u . U proračunu je za duljine L koje su manje od promjera cijevi uzeta konstantna vrijednost L jednaka promjeru cijevi d_u .

Svojstva fluida uzeta su lokalno za svaki kontrolni volumen ovisno o temperaturi rashladne vode unutar tog volumena. Dinamička viskoznost μ_s uzima se za temperaturu stijenke u kontrolnom volumenu.

Dodatno je proveden proračun i analizirana su odstupanja rezultata uz korištenje svojstava fluida za srednju temperaturu na duljini L za svaki kontrolni volumen.

Na opisani način dobivene su Nusseltove značajke za svaki kontrolni volumen i iz njih koeficijenti prijelaza topline na strani rashladne vode.

$$Nu_w = \frac{\alpha_w d_u}{\lambda} \rightarrow \alpha_w = \frac{Nu_w \lambda}{d_u} \quad (75)$$

4.2.3. Proračun koeficijenta prijenosa mase

Koristeći analogiju prijenosa topline i mase, izraz (67) za računanje Nusseltove značajke može se iskoristiti za računanje Sherwoodove značajke. Pri tome se Prandtllove značajke u izrazu za prijenos topline trebaju zamijeniti analognim Schmidtovim značajkama u izrazu za prijenos mase.

Time izraz za Sherwoodovu značajku postaje:

$$Sh = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Sc}{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} (Sc^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (76)$$

Za svaki kontrolni volumen iz Sherwoodovih značajki su dobiveni nekorrigirani koeficijenti prijenosa mase:

$$Sh = \frac{g_{m,d}^* d_{ekv}}{\rho D_{d,sz}} \rightarrow g_{m,d}^* = \frac{Sh \rho D_{d,sz}}{d_{ekv}} \quad (77)$$

gdje se masena difuzivnost vodene pare kroz zrak računa iz korelacije (24).

Kod velikih brzina prijenosa mase potrebno je zbog utjecaja prijenosa mase na polje brzina izvršiti korekciju koeficijenta prijenosa mase pomoću jednadžbe (41).

4.3. Proračun uz pretpostavku o malim brzinama prijenosa mase

Kod proračuna uz pretpostavku o malim brzinama prijenosa, količina nastalog kondenzata računa se Lewisovim zakonom ishlapljivanja prema jednadžbi (32).

Koeficijent prijenosa mase računat je iz Lewisove relacije (31) iz koje slijedi:

$$g_{m,d} = \frac{\alpha_z}{0,895 \cdot 2c_{pz}} \quad (78)$$

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka računa se jednako kao i kod pretpostavke o velikim brzinama prijenosa mase, prema točki 4.2.1 uz razliku da nad koeficijentom prijelaza topline dobivenim jednadžbom (71) ne provodi korekcija. Ni nad koeficijentom prijenosa mase dobivenim jednadžbom (78) ne provodi se korekcija uslijed velikih brzina prijenosa mase.

Koeficijent ishlapljivanja σ dobiva se iz koeficijenta prijenosa mase $g_{m,d}$ jednadžbom (33).

4.4. Proračun istosmjernog izmjenjivača

Kod istosmjerne izvedbe vlažni zrak, rashladna voda i kondenzat ulaze u kontrolni volumen na poziciji x , a izlaze na poziciji $x + \Delta x$, prema slici 4.

Prema pretpostavki o homogenosti temperatura unutar kontrolnog volumena, u istosmjernoj je izvedbi temperatura struje vlažnog zraka unutar kontrolnog volumena jednaka temperaturi struje na ulazu u kontrolni volumen vlažnog zraka. Isto vrijedi i za temperaturu struje rashladne vode. Temperatura kontrolnog volumena stijenke cijevi i kondenzata jednaka je temperaturi na izlazu iz kontrolnog volumena.

$$\vartheta_{z,u} = \vartheta_z \quad (79)$$

$$\vartheta_{w,u} = \vartheta_w \quad (80)$$

$$\vartheta_{s,i} = \vartheta_s \quad (81)$$

Iz toga slijedi i da su specifični toplinski kapaciteti struja suhog zraka, vodene pare i rashladne vode unutar kontrolnog volumena jednaki onima na ulazu u kontrolni volumen, dok je specifični toplinski kapacitet kondenzata jednak kapacitetu struje kondenzata na izlazu iz kontrolnog volumena.

$$c_{psz,u} = c_{psz}(\vartheta_z) \quad (82)$$

$$c_{pd,u} = c_{pd}(\vartheta_z) \quad (83)$$

$$c_{w,u} = c_w(\vartheta_w) \quad (84)$$

$$c_{k,i} = c_k(\vartheta_s) \quad (85)$$

Usvajanjem jednadžbi (50), (52-53), (57), (59-60), (79), (81), (83) i (85) iz jednadžbe (43) slijedi:

$$q_{mk,u} c_{k,u} \vartheta_{s,u} + \alpha_z \Delta A_v (\vartheta_z - \vartheta_s) + q_{mk,\Delta x} (c_{pd} \vartheta_z + r_0) = (q_{mk,u} + q_{mk,\Delta x}) c_k \vartheta_s + \alpha_w \Delta A_u (\vartheta_s - \vartheta_w) \quad (86)$$

Preslagivanjem jednadžbe (86) dobiva se jednadžba:

$$\vartheta_s = \frac{q_{mk,u} c_k \vartheta_{s,u} + \alpha_z \Delta A_v \vartheta_z + \alpha_w \Delta A_u \vartheta_w + q_{mk,\Delta x} (c_{pd} \vartheta_z + r_0)}{(q_{mk,u} + q_{mk,\Delta x}) c_k + \alpha_z \Delta A_v + \alpha_w \Delta A_u} \quad (87)$$

Zbog ovisnosti koeficijenta prijelaza topline i količine izlučenog kondenzata i toplinskog kapaciteta c_k o temperaturi stijenke, proračun vrijednosti ϑ_s je iterativan. U prvoj se iteraciji može za pretpostavku temperature stijenke uzeti ulazna temperatura stijenke u kontrolni volumen, $\vartheta_{s,u}$.

Usvajanjem jednadžbi (47-48), (51-52), (55-56), (59), (79) i (82-83) iz jednadžbe (44) slijedi

$$q_{msz} c_{psz} \vartheta_z + q_{md,u} (c_{pd} \vartheta_z + r_0) = q_{msz} c_{psz,i} \vartheta_{z,i} + q_{mk,\Delta x} (c_{pd} \vartheta_z + r_0) + (q_{md,u} - q_{mk,\Delta x}) (c_{pd,i} \vartheta_{z,i} + r_0) + \alpha_z \Delta A_v (\vartheta_z - \vartheta_s) \quad (88)$$

Preslagivanjem jednadžbe (88) dobiva se jednadžba:

$$\vartheta_{z,i} = \frac{q_{msz} c_{psz} \vartheta_z + q_{md,u} c_{pd} \vartheta_z - q_{mk,\Delta x} c_{pd} \vartheta_z - \alpha_z \Delta A_v (\vartheta_z - \vartheta_s)}{q_{msz} c_{psz,i} + (q_{md,u} - q_{mk,\Delta x}) c_{pd,i}} \quad (89)$$

Uz poznatu temperaturu stijenke, jednadžbom (89) može se izračunati temperatura vlažnog zraka na izlazu iz kontrolnog volumena. Zbog ovisnosti toplinskog kapaciteta suhog zraka $c_{psz,i}$ i vodene pare $c_{pd,i}$ o temperaturi zraka na izlazu iz volumena, proračun je iterativan.

Usvajanjem jednadžbi (49), (54), (58), (60), (80) i (84) iz jednadžbe (45) slijedi

$$q_{mw} c_w \vartheta_w + \alpha_w \Delta A_u (\vartheta_s - \vartheta_w) = q_{mw} c_{w,i} \vartheta_{w,i} \quad (90)$$

Preslagivanjem jednadžbe (90) dobiva se jednadžba:

$$\vartheta_{w,i} = \frac{c_w \vartheta_w + \alpha_w \Delta A_u (\vartheta_s - \vartheta_w)}{q_{mw} c_{w,i}} \quad (91)$$

Uz poznatu temperaturu stijenke, jednadžbom (91) može se izračunati temperatura rashladne vode na izlazu iz kontrolnog volumena. Zbog ovisnosti toplinskog kapaciteta rashladne vode $c_{w,i}$ o temperaturi vode na izlazu iz volumena, proračun je iterativan.

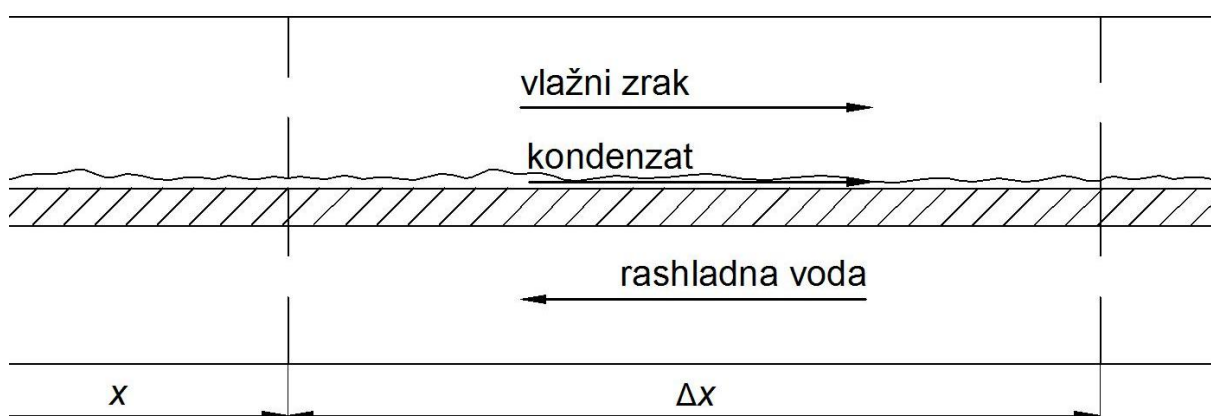
Ovim postupkom rješavaju se sve nepoznanice kontrolnog volumena i može se pristupiti rješavanju sljedećeg volumena. Za novi kontrolni volumen vrijedi da su stanja temperatura vlažnog zraka, rashladne vode i stijenke te protoka vodene pare i kondenzata na ulazu jednaka stanjima na izlazu iz prethodnog volumena. Ponavljanjem proračuna za svaki sljedeći volumen dolazi se do posljednjeg kontrolnog volumena čija su stanja na izlazu ujedno i izlazna stanja

izmjenjivača topline. Zbrajanjem toplinskih tokova svakog kontrolnog volumena dobije se ukupni rashladni učin izmjenjivača.

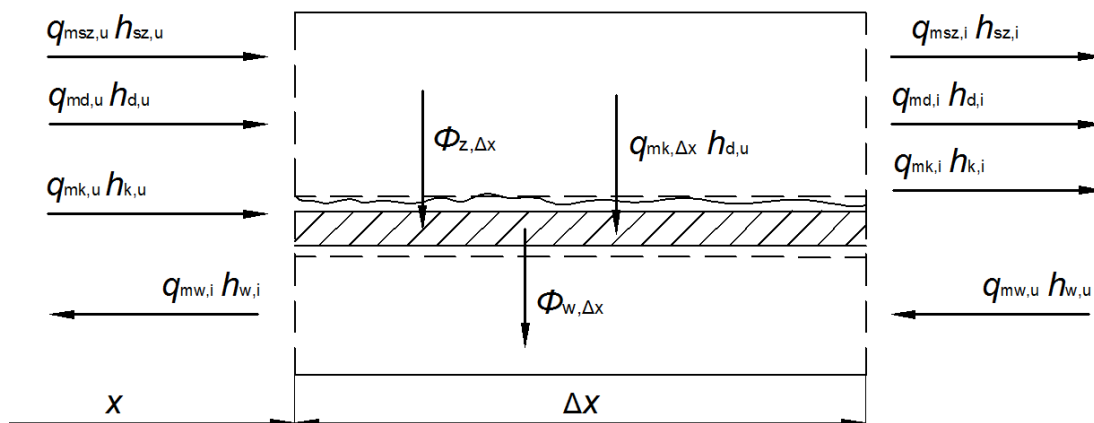
Na ulazu u izmjenjivač, odnosno u prvi kontrolni volumen, potrebno je poznavati ulazne temperature vlažnog zraka i rashladne vode. Ako kondenzat na ulazu u izmjenjivač nije prisutan, odnosno ako je protok kondenzata na ulazu u izmjenjivač jednak nuli, nije potrebno poznavati ulaznu temperaturu stijenke. Za poznati ulazni protok rashladne vode, ulazni protok i vlažnost zraka i za poznatu geometriju izmjenjivača, na opisani način moguće je proračunati stanja struja na izlazu iz izmjenjivača, toplinski učin i izlučenu vlagu u izmjenjivaču.

4.5. Proračun protusmjernog izmjenjivača

U protusmjernoj izvedbi izmjenjivača topline protok rashladne vode suprotnog je smjera od protoka vlažnog zraka što se vidi na prikazu jednog kontrolnog volumena na slici 5. Vlažni zrak i kondenzat ulaze u kontrolni volumen na poziciji x , a izlaze na poziciji $x + \Delta x$, dok rashladna voda ulazi na poziciji $x + \Delta x$, a izlazi na poziciji x .



Slika 5. Kontrolni volumen protusmjernog izmjenjivača



Slika 6. Prvi glavni stavak postavljen na kontrolni volumen protusmjernog izmjenjivača

Prvi glavni stavak postavljen na kontrolni volumen u protusmjernoj izvedbi prikazan je na slici 6.

Prema pretpostavki o homogenosti temperatura unutar kontrolnog volumena, u protusmjernoj je izvedbi temperatura struje vlažnog zraka unutar kontrolnog volumena jednaka temperaturi struje na ulazu u kontrolni volumen vlažnog zraka, odnosno vrijedi jednačba (79). Temperatura kontrolnog volumena stijenke cijevi i kondenzata jednaka je temperaturi na izlazu iz kontrolnog volumena, odnosno vrijedi jednačba (81). Zbog pojednostavljenja proračuna, temperatura rashladne vode unutar kontrolnog volumena uzima se jednakom temperaturi na izlazu struje iz kontrolnog volumena:

$$\vartheta_{w,i} = \vartheta_w \quad (92)$$

Iz toga slijedi da su specifični toplinski kapaciteti struja suhog zraka i vodene pare unutar kontrolnog volumena jednaki onima na ulazu u kontrolni volumen, odnosno vrijede jednačbe (82) i (83) dok su specifični toplinski kapacitet kondenzata i rashladne vode jednaki kapacitetima na izlazu iz kontrolnog volumena, odnosno vrijedi jednačba (85) i:

$$c_{w,i} = c_w(\vartheta_w) \quad (93)$$

Izrazi za izračunavanje temperature stijenke i izlazne temperature vlažnog zraka jednaki su izrazima kod istosmjerne izvedbe, odnosno vrijede jednačbe (87) i (89).

Usvajanjem jednačbi (49), (54), (58), (60), (92) i (93) iz jednačbe (45) slijedi

$$q_{mw} c_{w,u} \vartheta_{w,u} + \alpha_w \Delta A_u (\vartheta_s - \vartheta_w) = q_{mw} c_w \vartheta_w \quad (94)$$

Preslagivanjem jednačbe (94) dobiva se jednačba

$$\vartheta_{w,u} = \frac{c_w \vartheta_w - \alpha_w \Delta A_u (\vartheta_s - \vartheta_w)}{q_{mw} c_{w,u}} \quad (95)$$

Jednačbama (87), (89) i (95) iterativno se proračunavaju temperature vlažnog zraka, rashladne vode i stijenke s kondenzatu na poziciji $x + \Delta x$ kontrolnog volumena. Proračun protusmjernog izmjenjivača analogan je proračunu istosmjerne izvedbe s razlikom da se, zbog suprotnog smjera strujanja vode, uz poznatu izlaznu temperaturu rashladne vode proračunava temperatura na ulazu u kontrolni volumen. To znači da je potrebno pogađati stanje rashladne vode na izlazu iz izmjenjivača kako bi se na kraju proračuna dobila zadana ulazna temperatura vode.

4.6. Računanje fizikalnih svojstava

Svojstva suhog zraka u proračunu računata su interpolacijom vrijednosti iz toplinskih tablica [4].

Svojstva vodene pare i kapljevite vode računata su primjenom programa „XSteam for Matlab“ autora Magnusa Homgrenna na temelju standarda „IAPWS Industrial Formulation 1997“.

Prema [2], dinamička viskoznost smjese vlažnog zraka može se računati prema izrazu Wilkea:

$$\mu = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{y_i \mu_i}{M_i}}{\sum_{j=1}^n y_j \Phi_{ij}} \quad (96)$$

gdje je:

$$\Phi_{ij} = \frac{\left[1 + \sqrt{\frac{\mu_i}{\mu_j}} \sqrt{\frac{M_j}{M_i}} \right]^2}{2\sqrt{2} \sqrt{1 + \frac{M_i}{M_j}}} \quad (97)$$

$$\Phi_{ji} = \frac{\mu_j}{\mu_i} \frac{M_i}{M_j} \Phi_{ij} \quad (98)$$

Prema [2], toplinska provodnost smjese vlažnog zraka može se računati prema izrazu Masona i Saxena:

$$\lambda = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{y_i \lambda_i}{M_i}}{\sum_{j=1}^n y_j \Phi_{ij}} \quad (99)$$

gdje je:

$$\Phi_{ij} = \frac{\left[1 + \sqrt{\frac{\lambda_i}{\lambda_j}} \sqrt{\frac{M_j}{M_i}} \right]^2}{2\sqrt{2} \sqrt{1 + \frac{M_i}{M_j}}} \quad (100)$$

$$\Phi_{ji} = \frac{\lambda_j}{\lambda_i} \frac{M_i}{M_j} \Phi_{ij} \quad (101)$$

Za zadanu binarnu smjesu vlažnog zraka n je 2, gdje indeks 1 označava pripadajuća svojstva vodene pare, a indeks 2 svojstva suhog zraka.

5. REZULTATI PRORAČUNA

5.1. Ulazni podaci

Vlažni zrak

- maseni protok na ulazu u izmjenjivač: $q'_{mz} = 12 \text{ kg/s}$
- maseni protok kondenzata na ulazu u izmjenjivač: $q'_{mk} = 0 \text{ kg/s}$
- temperatura na ulazu u izmjenjivač: $\vartheta'_z = 104 \text{ °C}$
- tlak vlažnog zraka: $p'_z = 4,2 \text{ bar}$
- relativna vlažnost na ulazu u izmjenjivač: $\varphi' = 20 \text{ \%}$

Rashladna voda

- maseni protok: $q_{mw} = 70 \text{ kg/s}$
- ulazna temperatura: $\vartheta'_w = 26 \text{ °C}$

Geometrija izmjenjivača

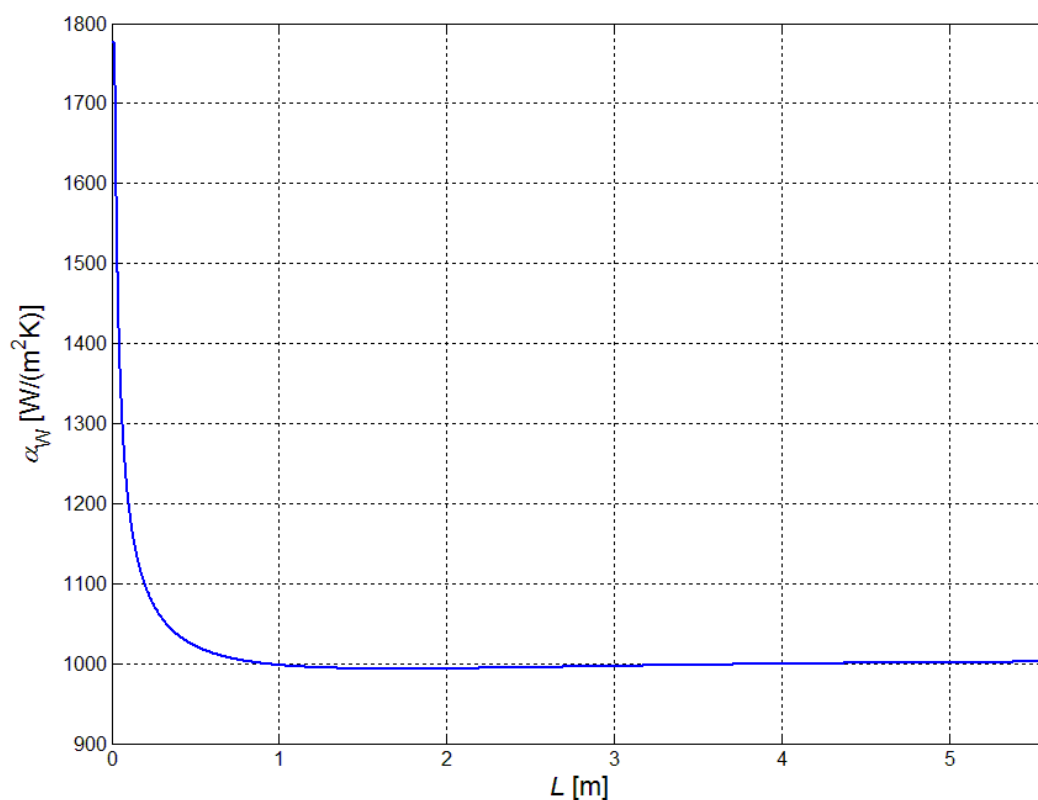
- duljina izmjenjivača topline: $L_{uk} = 5,6 \text{ m}$
- unutarnji promjer bubnja: $d_b = 1,2 \text{ m}$
- broj cijevi: $n = 1214$
- unutarnji promjer cijevi: $d_u = 0,02 \text{ m}$
- vanjski promjer cijevi: $d_v = 0,022 \text{ m}$
- duljina kontrolnog volumena: $\Delta x = 0,0005 \text{ m}$

5.2. Rezultati za istosmjerni izmjenjivač

5.2.1. Proračun uz pretpostavku velikih brzina prijenosa mase

Na slici 7. prikazane su vrijednosti lokalnih koeficijenata prijelaza topline na strani rashladne vode, α_w , za istosmjerni izmjenjivač, dobivene proračunom uz pretpostavku velikih brzina prijenosa i uz očitavanje svojstava za lokalnu temperaturu vode unutar kontrolnog volumena. Na početnom dijelu izmjenjivača kraćem od promjera cijevi, za koji model ne vrijedi, zbog uzete konstantne duljine L jednake promjeru cijevi, koeficijent prijelaza topline približno je konstantan, odnosno, zbog promjene u modelu relevantnih fizikalnih svojstava ovisnih o temperaturi, blago raste s ulazne na maksimalnu vrijednost iz tablice 1., koja se nalazi na duljini jednakoj promjeru cijevi. Povećanjem udaljenosti od ulaza, koeficijent prijelaza topline drastično pada i postiže minimalnu vrijednost iz tablice 1. Nakon postizanja minimuma, α_w s

povećanjem duljine blago raste jer je pri većim duljinama L manji utjecaj povećanja duljine na smanjenje Nusseltove značajke pa prevladava utjecaj promjena fizikalnih svojstava.



Slika 7. Koeficijent prijelaza topline na strani rashladne vode za istosmjerni izmjenjivač

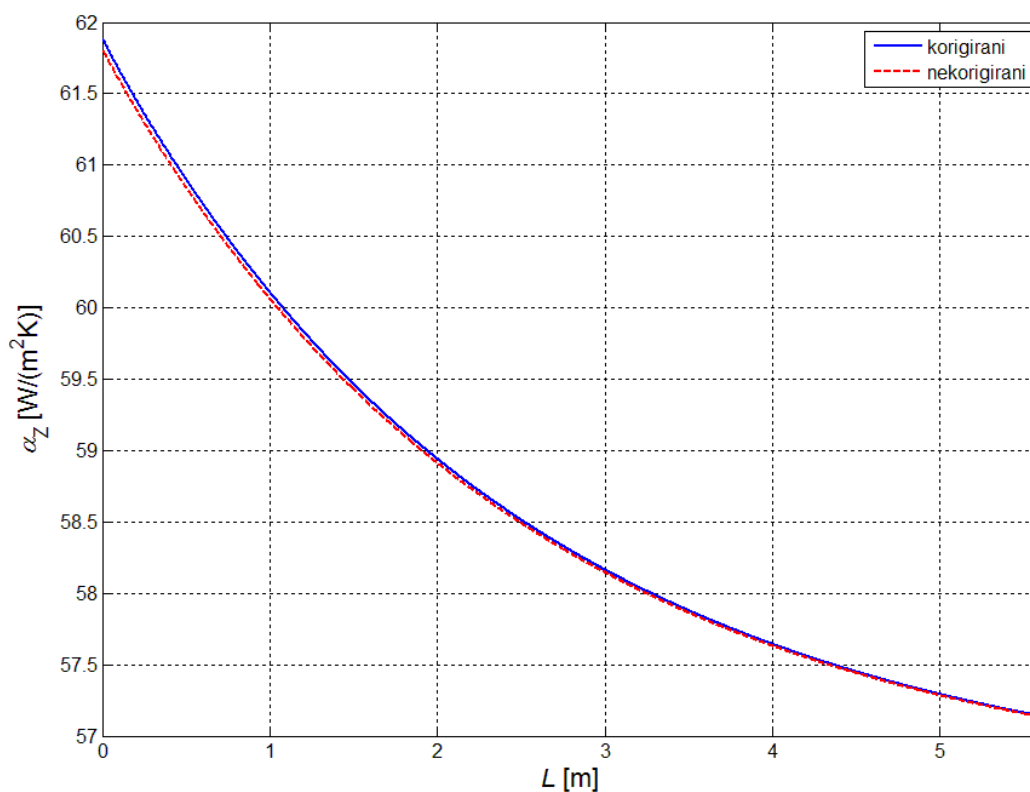
U tablici 1. dane su neke karakteristične vrijednosti α_w . Prosječna vrijednost dobivena je preko srednje logaritamske temperaturne razlike stijenke i rashladne vode.

Tablica 1. Karakteristične vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na strani rashladne vode za istosmjerni izmjenjivač $[\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})]$

Ulaz	Izlaz	Minimum	Maksimum	Prosječna vrijednost
1774,95	1001,94	993,21	1776,73	1381,03

Na slici 8. prikazani su lokalni korigirani i nekorigirani koeficijenti prijelaza topline na strani vlažnog zraka, α_z , za proračun istosmjernog izmjenjivača uz pretpostavku velikih brzina prijenosa. Vrijednost α_z pada s porastom duljine izmjenjivača zbog promjene fizikalnih svojstava relevantnih za model, uslijed pada temperature vlažnog zraka i uslijed promjene sadržaja vlage. Zbog procesa rošenja, odnosno efekta „usisavanja“, korigirani koeficijent prijelaza toplina ima višu vrijednost od nekorigiranog. Korekcija α_z najveća je na ulazu u

izmjenjivač jer je na tom području najintenzivniji prijenos mase. U tablici 2. dane su neke karakteristične korigirane i nekorigirane vrijednosti α_z i karakteristična relativna povećanja α_z uslijed korekcije. Relativna povećanja svedena su na nekorigirane vrijednosti. Prosječna vrijednost dobivena je preko srednje logaritamske temperaturne razlike vlažnog zraka i stijenke.

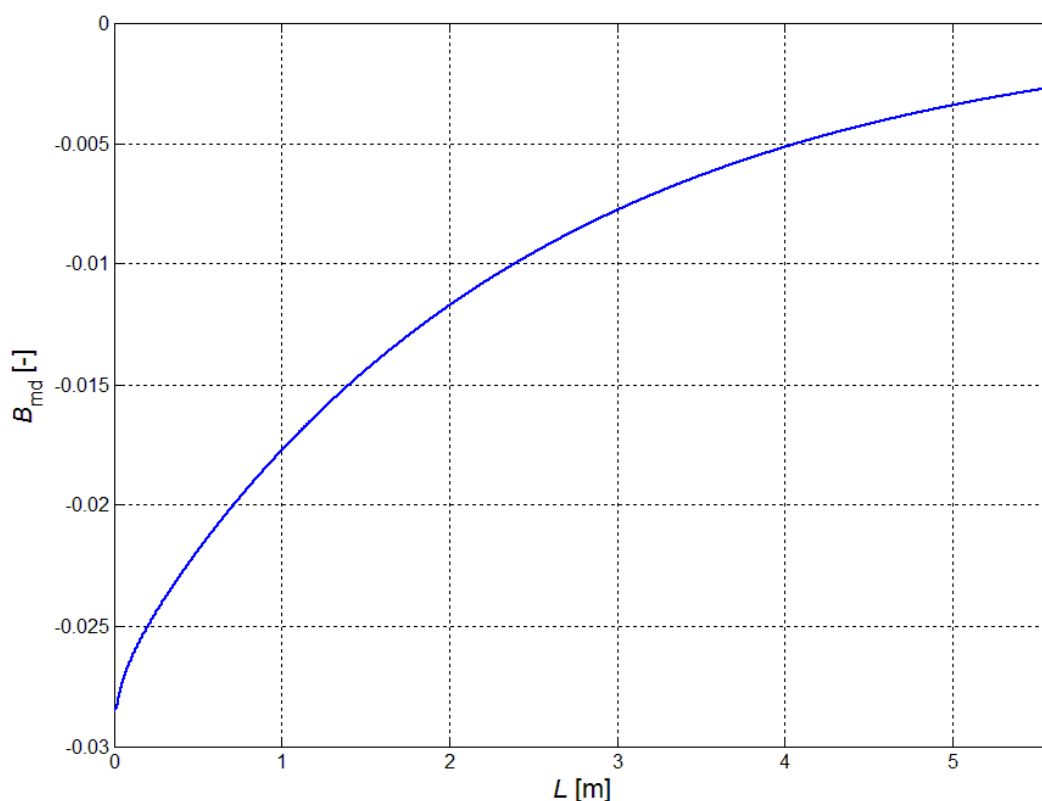


Slika 8. Koeficijent prijelaza topline na strani vlažnog zraka za istosmjerni izmjenjivač

Tablica 2. Karakteristične vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na strani zraka i postotci korekcija za istosmjerni izmjenjivač

	Ulaz	Izlaz	Prosječna vrijednost
α_z [W/(m ² K)]	61,888	57,138	57,446
α_z^* [W/(m ² K)]	61,821	57,132	
Korekcija [%]	0,1224	0,0113	

Na slici 9. prikazana je promjena motivirajuće sile prijenosa mase, B_{md} , po duljini izmjenjivača iz proračuna istosmjernog izmjenjivača s pretpostavkom velikih brzina prijenosa mase. Vrijednosti B_{md} negativne su po čitavoj duljini izmjenjivača, što je posljedica toga da je maseni udio vlage uz hladnu stijenku manji od masenog udjela vlage podalje od stijenke, za svaki kontrolni volumen. Zbog opisane razlike masenih udjela vlage, rošenje se odvija po cijeloj duljini izmjenjivača. Apsolutna vrijednost motivirajuće sile prijenosa mase najveća je na ulazu zraka u izmjenjivač jer je maseni udio vlage u zraku najveći na ulazu i zbog rošenja se smanjuje s duljinom pa je razlika udjela vlage najveća na tom dijelu i opada s porastom duljine izmjenjivača. Maseni udio vlage uz stijenku ne pokazuje velike promjene zbog relativno uskog intervala u kojem se kreću temperature stijenke.



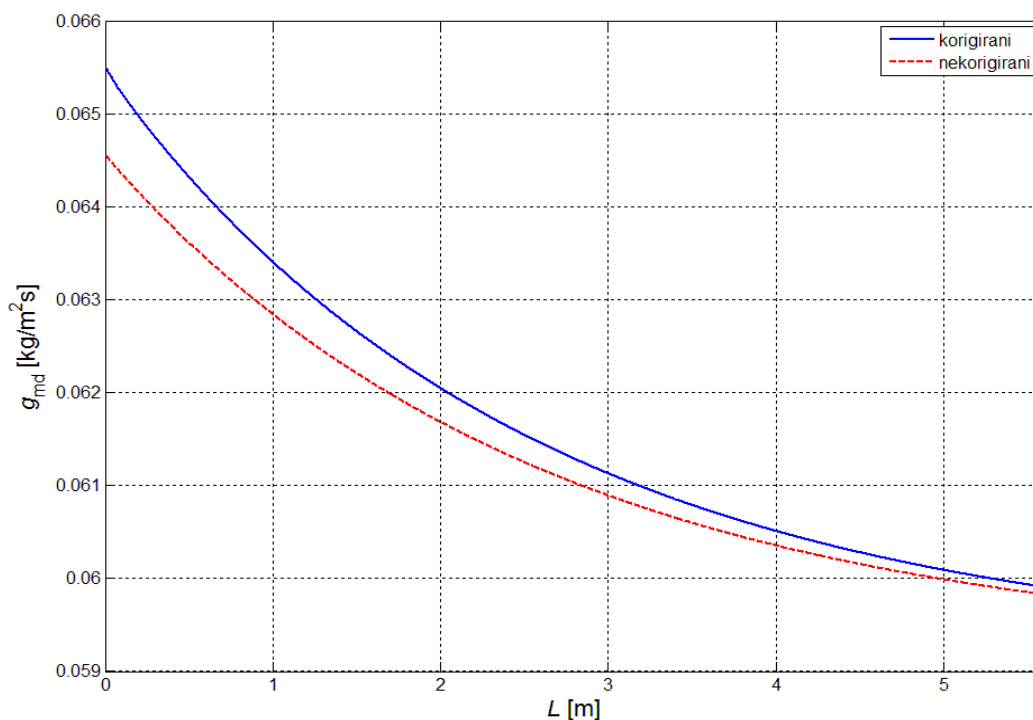
Slika 9. Motivirajuća sila prijenosa mase kod istosmjernog izmjenjivača

U tablici 3. dane su neke karakteristične vrijednosti motivirajuće sile prijenosa mase i karakteristične vrijednosti masenog udjela vlage unutar vlažnog zraka i uz stijenku.

Tablica 3. Vrijednosti motivirajuće sile prijenosa mase i sadržaja vlage za istosmjerni izmjenjivač

	Ulaz	Izlaz
ξ_d [-]	0,035344	0,009847
ξ_s [-]	0,006981	0,007189
B_{md} [kg/(m ² s)]	-0,02856	-0,00268

Na slici 10. prikazani su lokalni korigirani i nekorigirani koeficijenti prijenosa mase, g_{md} , za proračun istosmjernog izmjenjivača uz pretpostavku velikih brzina prijenosa. Oblik krivulja na slici 10. sličan je obliku krivulja na slici 8. jer su koeficijenti prijenosa mase, g_{md} , i koeficijenti prijelaza topline na strani vlažnog zraka, α_z , dobiveni iz analognih jednadžbi. Vrijednosti bezdimenzijskih značajki relevantnih za izračun g_{md} i α_z prikazane su na slici 11. Korigirani koeficijent prijenosa mase veći je od nekorigiranog zbog efekta „usisavanja“ uslijed procesa rošenja. Na ulazu u izmjenjivač, gdje je najveći intenzitet rošenja, najveća je razlika korigiranog i nekorigiranog g_{md} .

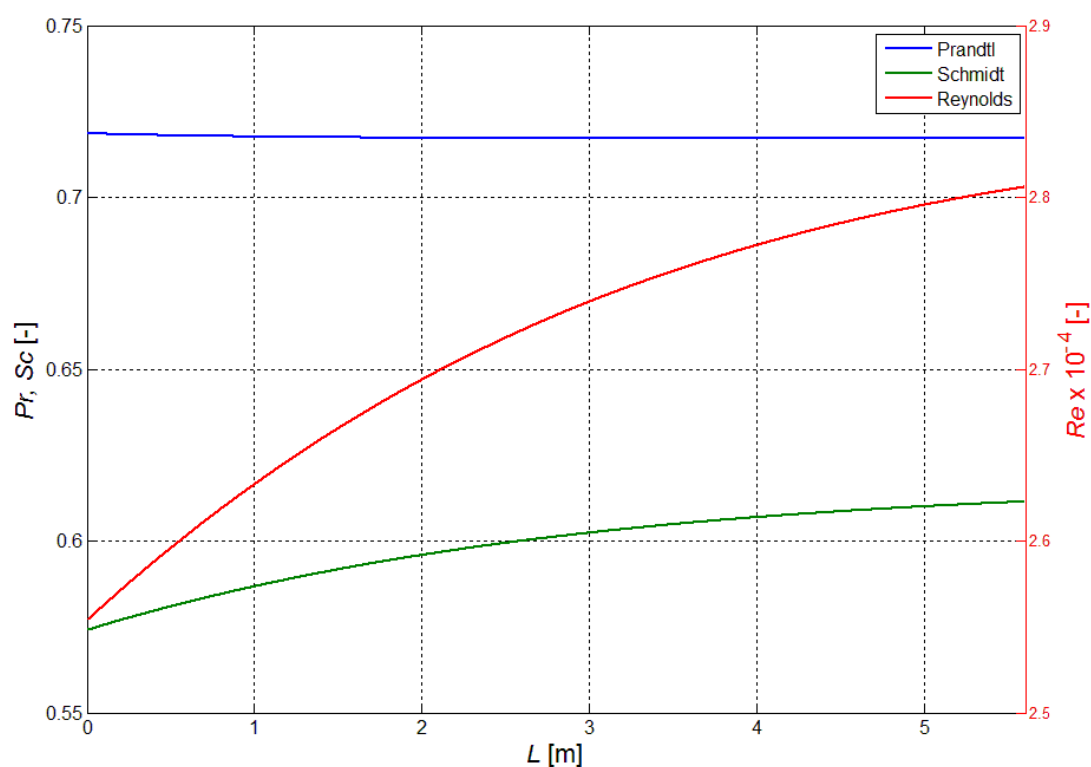


Slika 10. Koeficijent prijenosa mase kod istosmjernog izmjenjivača

U tablici 4. dane su neke karakteristične korigirane i nekorigirane vrijednosti koeficijenta prijenosa mase i karakteristična relativna povećanja g_{md} uslijed korekcije. Postotak korekcije sveden je na nekorigiranu vrijednost.

Tablica 4. Karakteristične vrijednosti koeficijenta prijenosa mase i postotci korekcija za istosmjerni izmjenjivač

	Ulaz	Izlaz
$g_{md} \text{ [kg/(m}^2 \text{ s)]}$	0,0655	0,0599
$g_{md}^* \text{ [kg/(m}^2 \text{ s)]}$	0,0646	0,0598
Korekcija [%]	1,4559	0,1341



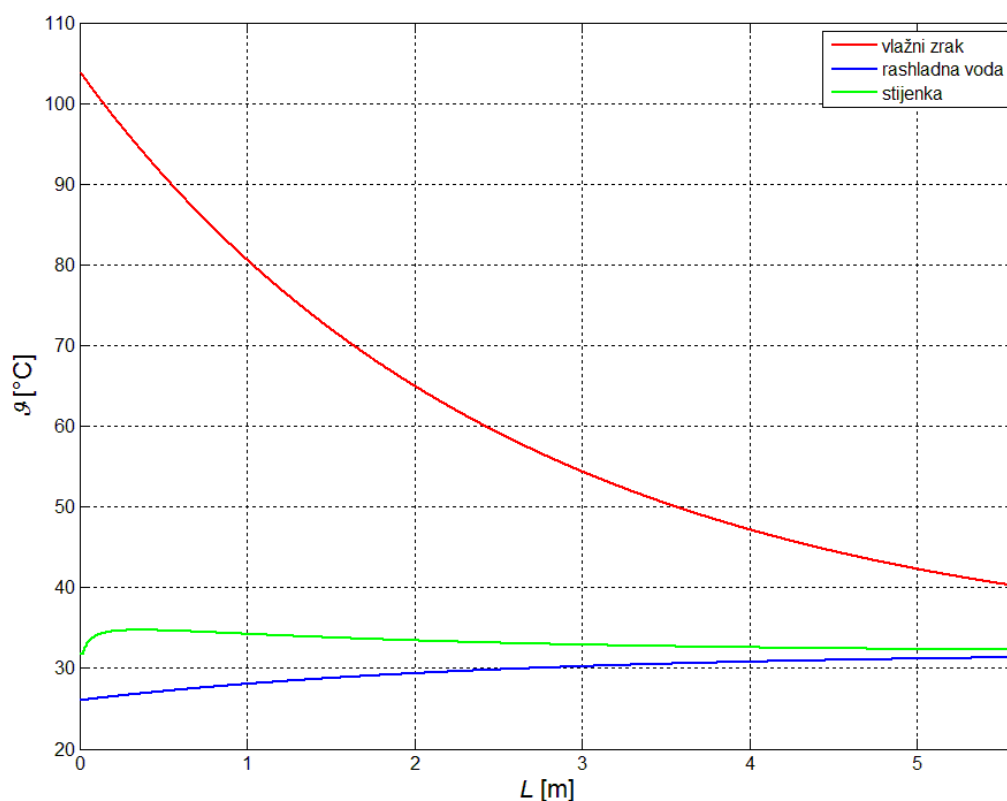
Slika 11. Bezdimenzijske značajke vlažnog zraka po duljini istosmjernog izmjenjivača

Raspodjela temperatura vlažnog zraka, rashladne vode i stijenke po duljini istosmjernog izmjenjivača, dobivena prema proračunu s pretpostavkom velikih brzina prijenosa, prikazana je na slici 12.

Ulazne i izlazne vrijednosti temperatura struja u izmjenjivaču i vrijednosti njihovih promjena dane su u tablici 5. Za struju kondenzata, u stupcu $\Delta\vartheta$ dana je vrijednost razlike maksimalne i minimalne temperature, dok je za struju vlažnog zraka i rashladne vode dana vrijednost promjene između ulazne i izlazne temperature.

Tablica 5. Temperature struja u istosmjernom izmjenjivaču

Struja	ϑ' [°C]	ϑ'' [°C]	$\Delta\vartheta$ [°C]
Vlažni zrak	104	40,153	-63,847
Rashladna voda	26	31,339	5,339
Kondenzat	31,748	32,266	2,982



Slika 12. Raspodjela temperatura po duljini istosmjernog izmjenjivača

Temperatura struje vlažnog zraka zbog hlađenja kontinuirano pada, a rashladne vode zbog zagrijavanja kontinuirano raste. Temperaturni pad struje zraka i prirast struje vode veći su na početku izmjenjivača, gdje su veće razlike temperatura između struja, dok se nagibi krivulja temperatura s porastom duljine izmjenjivača smanjuju. Ukupni temperaturni pad struje vlažnog zraka zbog manjeg je toplinskog kapaciteta veći od ukupnog temperaturnog porasta struje rashladne vode.

Zanimljivo je ponašanje temperature stijenke na početnom dijelu izmjenjivača. Do udaljenosti od 20 mm, odnosno do duljine koja odgovara promjeru cijevi izmjenjivača, temperatura stijenke približno je konstantna. Zbog naglog smanjenja koeficijenta prijelaza topline na strani rashladne vode, u sljedećem dijelu izmjenjivača dolazi do povećanja omjera koeficijenata prijelaza topline na strani zraka i strani vode. Zbog postizanja jednakosti toplinskih tokova koji vlažni zrak predaje i koji rashladna voda prima od stijenke te zbog opisane promjene omjera koeficijenata prijelaza topline, temperatura stijenke raste i povećava se temperaturna razlika stijenke i rashladne vode.

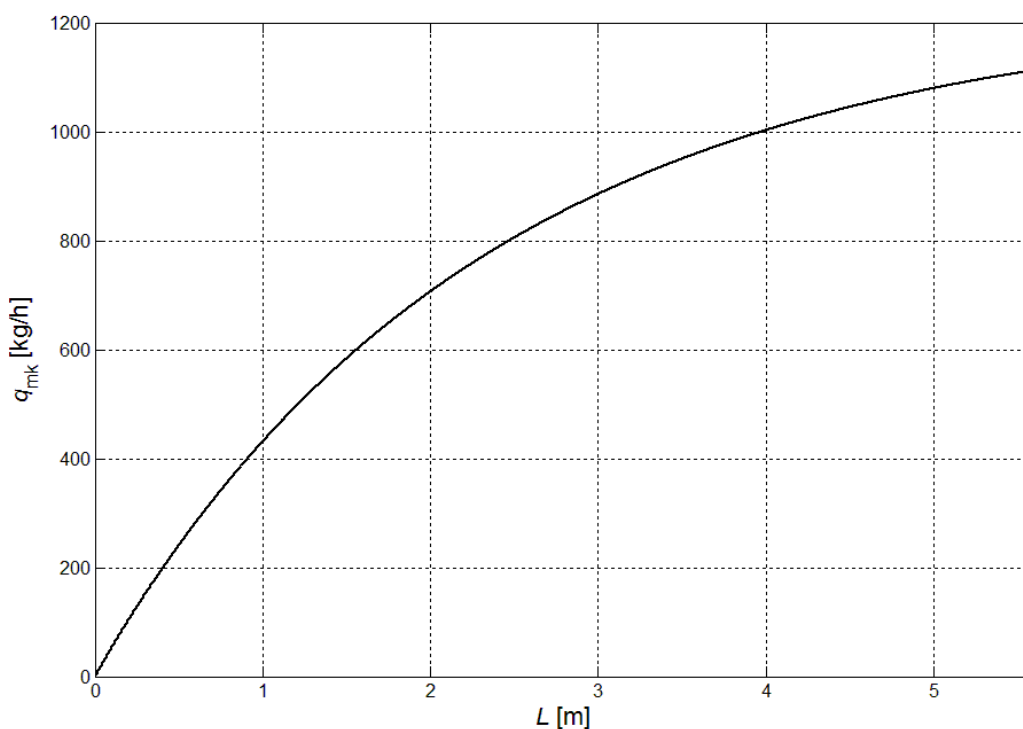
Temperatura stijenke općenito je bliža temperaturi vlažnog zraka nego što bi bila da nema rošenja. Za slučaj bez rošenja, prvi glavni stavak postavljen na stijenku glasi:

$$\alpha_z \Delta A_v (\vartheta_z - \vartheta_s^*) = \alpha_w \Delta A_u (\vartheta_s^* - \vartheta_w) \quad (102)$$

Iz prethodne jednadžbe, za zadane rubne uvjete i izračunate koeficijente prijelaza topline, uz vanjsku površinu svih cijevi u jednom kontrolnom volumenu od $0,04195 \text{ m}^2$ i unutarnju površinu svih cijevi u volumenu od $0,03814 \text{ m}^2$, može se izračunati temperatura stijenke u prvom kontrolnom volumenu $\vartheta_s^* = 28,88 \text{ }^\circ\text{C}$, što je niže od proračunom dobivene temperature od $31,75 \text{ }^\circ\text{C}$. Viša temperatura stijenke posljedica je dodatne energije koju vlažni zrak predaje rashladnoj stijenci zbog rošenja. Treba napomenuti da bi zbog ovisnosti koeficijenata prijelaza topline o temperaturi stijenke, kao i zbog provedene korekcije koeficijenta, koje za slučaj bez rošenja ne bi bilo, stvarna vrijednost temperature stijenke bila nešto drugačija.

Nakon postizanja maksimalne vrijednosti, temperatura stijenke pokazuje blagi pad i približava se temperaturi rashladne vode, uz udaljavanje od temperature vlažnog zraka. To je posljedica pada koeficijenta prijelaza topline na strani zraka i pada intenziteta rošenja uz istovremenu stabilizaciju vrijednosti koeficijenta prijelaza topline na strani rashladne vode.

Na slici 13. prikazan je kumulativni maseni protok kondenzata po duljini izmjenjivača. Zbog rošenja koje se odvija po cijeloj duljini izmjenjivača, protok kontinuirano raste, no prirast se s duljinom smanjuje. Smanjivanje intenziteta rošenja po duljini izmjenjivača rezultat je smanjivanja apsolutne vrijednosti pokretačke sile prijenosa mase i smanjivanja vrijednosti koeficijenta prijenosa mase.

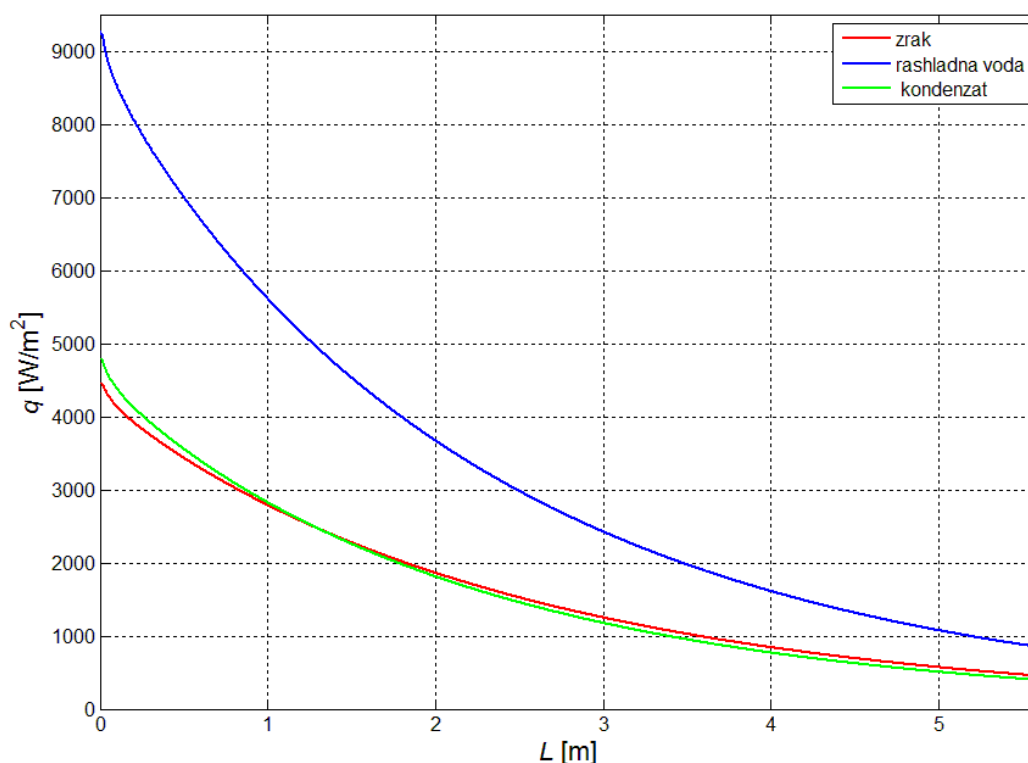


Slika 13. Kumulativni maseni protok kondenzata po duljini istosmjernog izmjenjivača

Iz jednadžbe (43) slijedi da je razlika toplinskog toka koji se sa stijenke predaje rashladnoj vodi i toplinskog toka koji vlažni zrak predaje stijenci unutar jednog kontrolnog volumena jednaka razlici entalpije kondenzata koji izlazi iz kontrolnog volumena i entalpija kondenzata koji ulazi u volumen i vodene pare koja rosi unutar volumena.

$$\Phi_{w,\Delta x} - \Phi_{z,\Delta x} = q_{mk,i} h_{k,i} - (q_{mk,u} h_{k,u} + q_{mk,\Delta x} h_{d,u}) \quad (103)$$

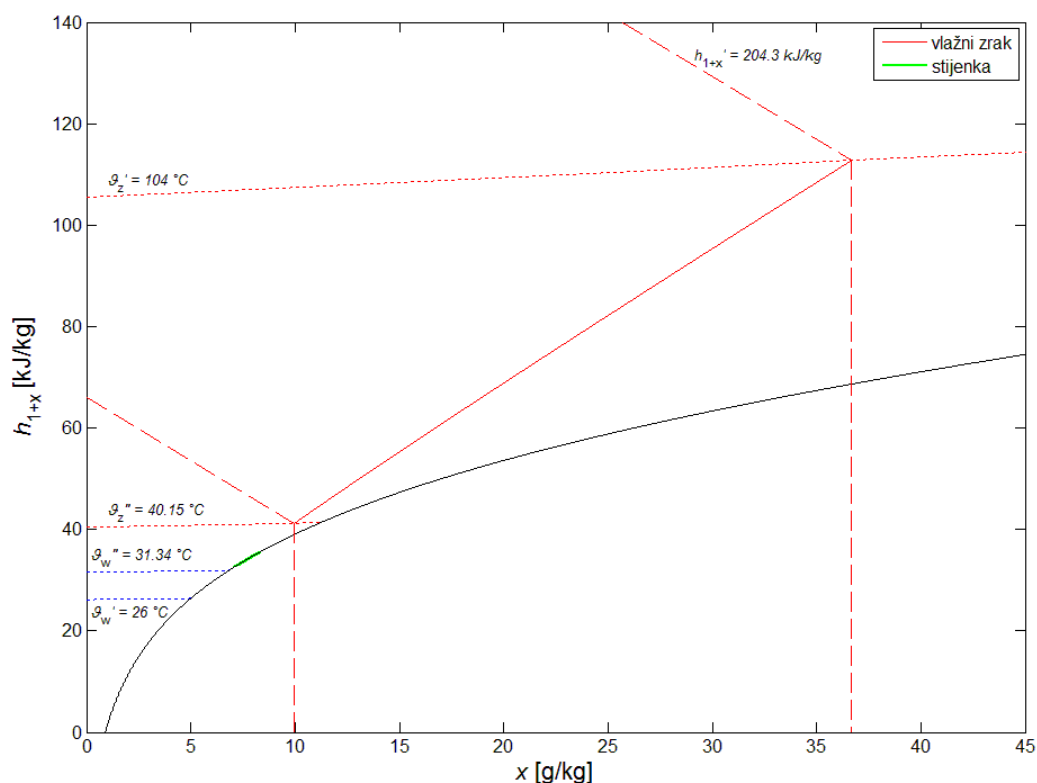
Razlika toplinskih tokova na strani vode i na strani zraka može se shvatiti kao energija koju kondenzat uslijed hlađenja i promjene agregatnog stanja predaje rashladnoj vodi.



Slika 14. Lokalne gustoće toplinskih tokova po duljini istosmjernog izmjenjivača

Na slici 14. prikazane su po duljini izmjenjivača lokalne gustoće konvektivnih toplinskih tokova s vlažnog zraka na stijenku, sa stijenke na rashladnu vodu i energija koju kondenzat predaje rashladnoj vodi svedena na vanjsku površinu cijevi. Gustoće toplinskih tokova također su svedene na vanjsku površinu cijevi. Zbog smanjenja lokalnih temperaturnih razlika i koeficijenata prijelaza topline, smanjuju se gustoće konvektivnih toplinskih tokova sa struje zraka i na struju rashladne vode. Zbog smanjenja intenziteta rošenja, smanjuje se i energija koju predaje kondenzat.

Mollierov h,x dijagram za stanje vlažnog zraka od ulaza do izlaza iz izmjenjivača prikazan je na slici 15. Na dijagramu su također prikazana stanja zasićenog zraka uz stijenku izmjenjivača i izoterme rashladne vode na ulazu i na izlazu.



Slika 15. Proces hlađenja i rošenja vlažnog zraka u h,x dijagramu za istosmjerni izmjenjivač

Iz dijagrama se vidi da su razlika temperatura i razlika sadržaja vlage vlažnog zraka podalje i uz stijenku, veće na ulazu u izmjenjivač nego na izlazu. Zbog toga su motivirajuće sile prijenosa topline i mase najveće na ulazu u izmjenjivač, pa su na tom području najveći toplinski i maseni tokovi.

Sadržaj vlage vlažnog zraka kroz cijeli je proces veći od sadržaja vlage zasićenog zraka na temperaturi stijenke. Iz tog je razloga motivirajuća sila prijenosa mase kroz cijeli izmjenjivač negativna pa se prijenos mase vlage odvija iz vlažnog zraka prema stijenci što uzrokuje efekt „usisavanja“. Usisavanje čini maseni i temperaturni granični sloj tanjima, zbog čega su korigirani koeficijenti prijenosa mase i prijelaza topline veći od nekorigiranih.

U tablici 6. dane su vrijednosti sadržaja vlage i specifičnih entalpija vlažnog zraka, masenog protoka vodene pare te entalpija vlažnog zraka, kondenzata i rashladne vode na ulazu i izlazu iz izmjenjivača te vrijednosti njihovog pada ili porasta.

Tablica 6. Veličine stanja struja u istosmjernom izmjenjivaču uz pretpostavku velikih brzina prijenosa mase

	Ulaz	Izlaz	Promjena
x_d [g/kg]	36,639	9,944	-26,695
$h_{1+x,z}$ [kJ/kg]	204,329	66,075	-138,254
$q_{m,d}$ [kg/h]	1526,849	414,441	-1112,408
\dot{H}_z [kW]	2365,286	764,871	-1600,415
\dot{H}_k [kW]	0	41,673	41,673
\dot{H}_w [kW]	7610,744	9169,477	1558,733

Pad specifične entalpije vlažnog zraka uzrokovan je padom temperature i sadržaja vlage. Entalpija H_z izračunata je uz protok suhog zraka od $q_{m,sz} = 11,576$ kg/s.

U tablici 7. dani su integralni rezultati proračuna, dobiveni sumiranjem po svim kontrolnim volumenima.

Tablica 7. Integralni rezultati proračuna istosmjernog izmjenjivača

Φ_z [kW]	Φ_w [kW]	$\Phi_w - \Phi_z$ [kW]	$q_{m,k}$ [kg/h]
784,432	1558,742	774,313	1112,432

Ako se, prema slici 4., postavi granica sustava na područja vlažnog zraka i stijenke s kondenzatom čitavog izmjenjivača, prema prvom je glavnom stavku učin izmjenjivača, odnosno toplinski tok koju primi rashladna voda, Φ_w , jednak zbroju promjena entalpija vlažnog zraka i kondenzata. Iz zbroja jednadžbi (43) i (44), proširenog na cijeli izmjenjivač, slijedi:

$$-\Phi_w = \Delta \dot{H}_z + \Delta \dot{H}_k = -1600,415 + 41,673 = -1558,742 \text{ kW} \quad (104)$$

Po definiciji je zbroj energije koju kondenzat preda rashladnoj vodi i toplinskog toka sa struje zraka jednak toplinskom toku koji primi rashladna voda, odnosno učinku izmjenjivača:

$$\Phi_w = \Phi_w - \Phi_z + \Phi_z = 774,313 + 784,432 = 1558,745 \text{ kW} \quad (105)$$

Iz jednadžbe (44), proširene na cijeli izmjenjivač topline, slijedi:

$$\Phi_w = \Delta \dot{H}_w = 1558,733 \text{ kW} \quad (106)$$

Udio energije koju preda kondenzat u učinku izmjenjivača iznosi:

$$\frac{\Phi_w - \Phi_z}{\Phi_w} = 0,4968 = 49,68\% \quad (107)$$

Radi kontrole proračuna proširenjem jednadžbe (46) za cijeli izmjenjivač dobiva se:

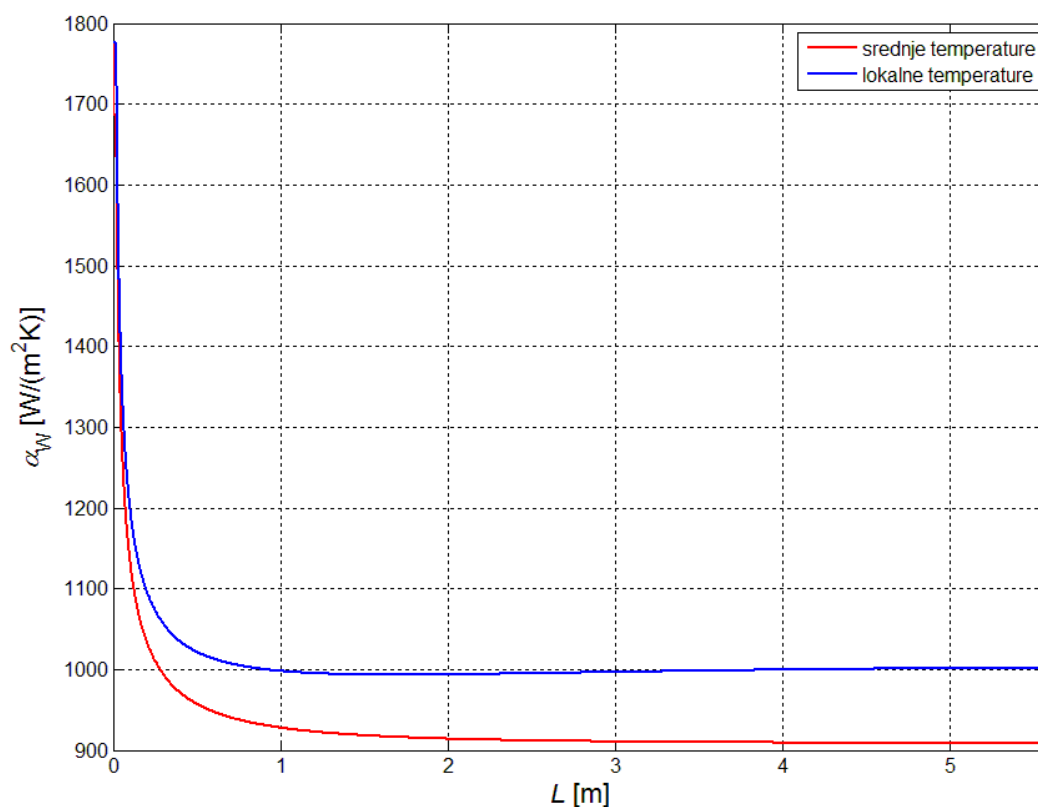
$$\dot{H}_{z,u} + \dot{H}_{k,u} + \dot{H}_{w,u} = \dot{H}_{z,i} + \dot{H}_{k,i} + \dot{H}_{w,i} \quad (108)$$

I nakon uvrštavanja vrijednosti iz tablice 6.:

$$9976,030 \text{ kW} \cong 9976,021 \text{ kW}$$

5.2.2. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani rashladne vode sa srednjom temperaturom vode

Usporedba koeficijenta prijelaza topline na strani vode za proračun sa svojstvima fluida za srednju temperaturu na duljini L svakog kontrolnog volumena i za lokalnu temperaturu svakog kontrolnog volumena prikazana je na slici 16.



Slika 16. Usporedba koeficijenta prijelaza topline na strani rashladne vode u istosmjernom izmjenjivaču računata sa srednjim i lokalnim svojstvima vode

Zbog manje intenzivnog rasta srednje temperature vode od rasta lokalne temperature, manje su promjene temperaturno ovisnih fizikalnih svojstava fluida. Iz tog razloga po cijeloj duljini izmjenjivača prevladava utjecaj povećanja duljine L nad utjecajem promjene svojstava i α_w pada po cijeloj duljini izmjenjivača.

Učin izmjenjivača dobiven proračunom sa srednjim temperaturama iznosi 1554,414 kW i manji je od učina dobivenog s lokalnim temperaturama za 0,278 %.

5.2.3. Proračun uz pretpostavku malih brzina prijenosa mase

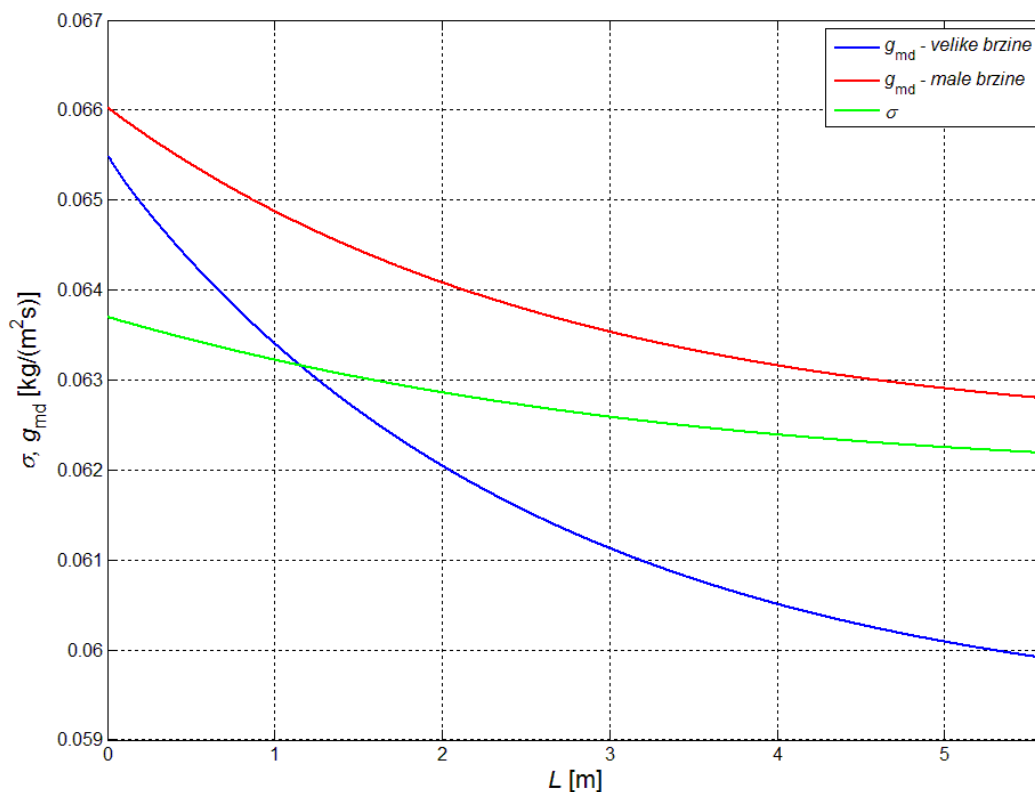
Kod proračuna uz pretpostavku malih brzina prijenosa mase, koeficijenti prijelaza topline na strani rashladne vode i na strani vlažnog zraka imaju približno jednake vrijednosti onima iz proračuna uz pretpostavku velikih brzina prijenosa mase. Neke karakteristične vrijednosti dane su u tablici 8. Relativna odstupanja računata su kao razlika veličine iz proračuna s malim brzinama prijenosa i korigirane veličine iz proračuna s velikim brzinama prijenosa iz tablica 1. i 2., svedena na veličinu iz proračuna s velikim brzinama prijenosa. Prosječne vrijednosti dobivene su preko srednjih logaritamskih temperaturnih razlika.

Tablica 8. Koeficijenti prijelaza topline u proračunu s pretpostavkom malih brzina prijenosa mase i njihova odstupanja od koeficijenata dobivenih proračunom s pretpostavkom velikih brzina prijenosa

	Ulaz	Izlaz	Prosječna vrijednost
α_w [W/(m ² K)]	1775,05	1002,28	1390,00
Odstupanje α_w [%]	0,00552	0,03302	0,64537
α_z [W/(m ² K)]	61,81	57,12	57,38
Odstupanje α_z [%]	-0,1222	-0,03544	-0,1229

Na slici 17. prikazan je Lewisovom relacijom dobiven lokalni koeficijent prijenosa mase, g_{md} , iz proračuna istosmjernog izmjenjivača uz pretpostavku malih brzina prijenosa i uspoređen je s korigiranim koeficijentom prijenosa mase iz proračuna s pretpostavljenim velikim brzinama prijenosa. U istom dijagramu prikazan je i Lewisov koeficijent ishlapljivanja, σ , koji je korišten u proračunu uz pretpostavku malih brzina prijenosa. Iz dijagrama je vidljiv kontinuiran pad koeficijenta prijenosa mase što je posljedica pada koeficijenta prijenosa topline, α_z , kao i pad Lewisovog koeficijenta po duljini izmjenjivača. Pad σ je blaži, odnosno vrijednosti σ i g_{md}

približavaju se jedna drugoj zbog smanjenja sadržaja vlage po duljini, a time i nazivnika u jednadžbi (33).



Slika 17. Koeficijent prijenosa mase i Lewisov koeficijent ishlapljivanja

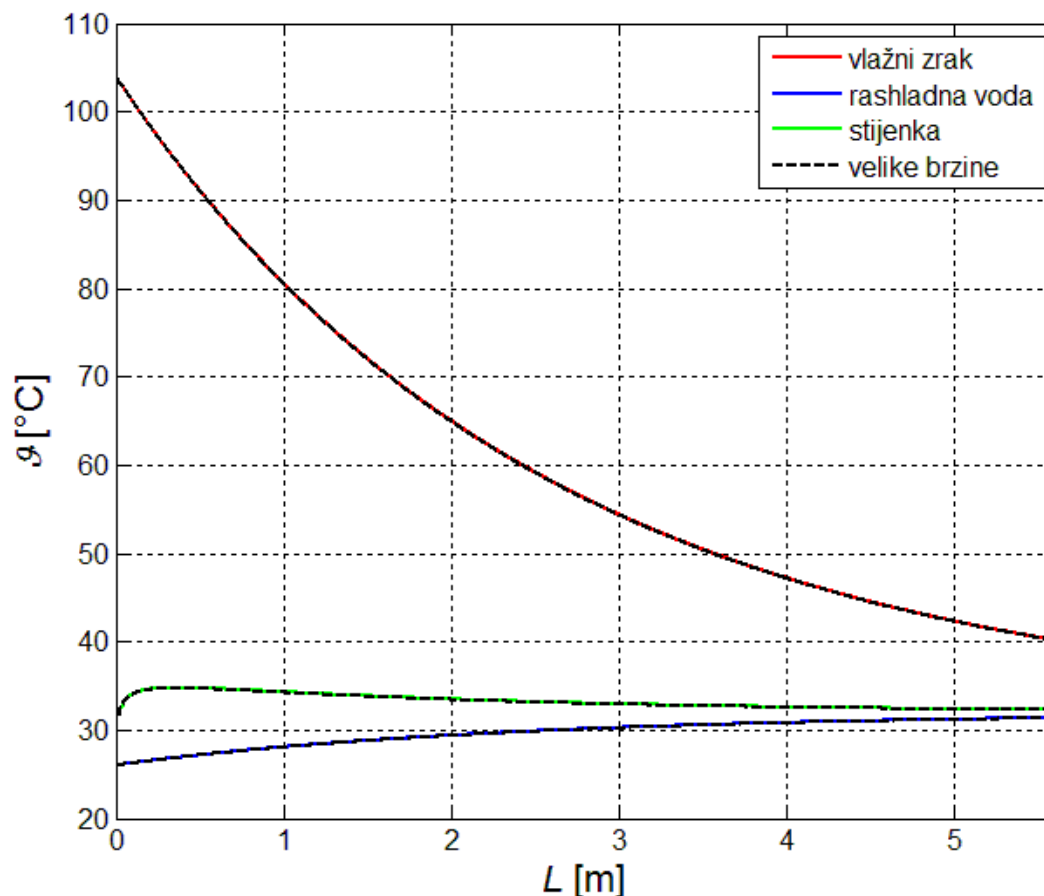
Neke karakteristične vrijednosti Lewisovih koeficijenata, koeficijenata prijenosa mase i sadržaja vlage za proračun s pretpostavkom malih brzina prijenosa prikazane su u tablici 9. Odstupanje koeficijenta prijenosa mase računato je u odnosu na i i svedeno je na korigirani g_{md} dobiven proračunom s pretpostavkom velikih brzina prijenosa mase, iz tablice 4.

Tablica 9. Karakteristične vrijednosti g_{md} , σ i x_d za proračun s malim brzinama prijenosa

	Ulaz	Izlaz
g_{md} [kg/(m ² s)]	0,0660	0,0628
Odstupanje g_{md} [%]	0,815	4,818
σ [kg/m ² s]	0,0637	0,0622
x_d [g/kg]	36,639	9,740

Relativno velika odstupanja koeficijenata prijenosa mase u odnosu na odstupanja koeficijenata prijelaza topline posljedica su korištenja različitih modela za izračun g_{md} u proračunima.

Raspodjela temperatura vlažnog zraka, rashladne vode i stijenke po duljini istosmjernog izmjenjivača, dobivena prema proračunu s pretpostavkom malih brzina prijenosa, punim je linijama prikazana na slici 18. Na istoj slici prikazani su crnim crtkanim linijama profili temperatura dobiveni proračunom s pretpostavkom velikih brzina prijenosa mase.



Slika 18. Usporedba profila temperatura kod proračuna s malim i velikim brzinama prijenosa mase

Iz slike 18. vidljivo je da su profili temperatura kod dva proračuna gotovo identični. Ulazne i izlazne vrijednosti temperatura struja u izmjenjivaču, njihove promjene i odstupanja od proračuna s velikim brzinama prijenosa mase dane su u tablici 10. Odstupanja su svedena na razliku promjenu temperatura iz proračuna s pretpostavkom velikih brzina prijenosa mase. $\Delta\vartheta$ temperature kondenzata odnosi se na razliku maksimalne i minimalne vrijednosti temperature.

Tablica 10. Temperature struja istosmjernog izmjenjivača uz pretpostavku malih brzina prijenosa mase

Struja	$\vartheta' [^{\circ}\text{C}]$	$\vartheta'' [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta\vartheta [^{\circ}\text{C}]$	Odstupanje $\Delta\vartheta [\%]$
Vlažni zrak	104	40,1781	-63,822	0,03734
Rashladna voda	26	31,357	5,357	-0,3545
Kondenzat	31,767	32,271	3,007	0,8267

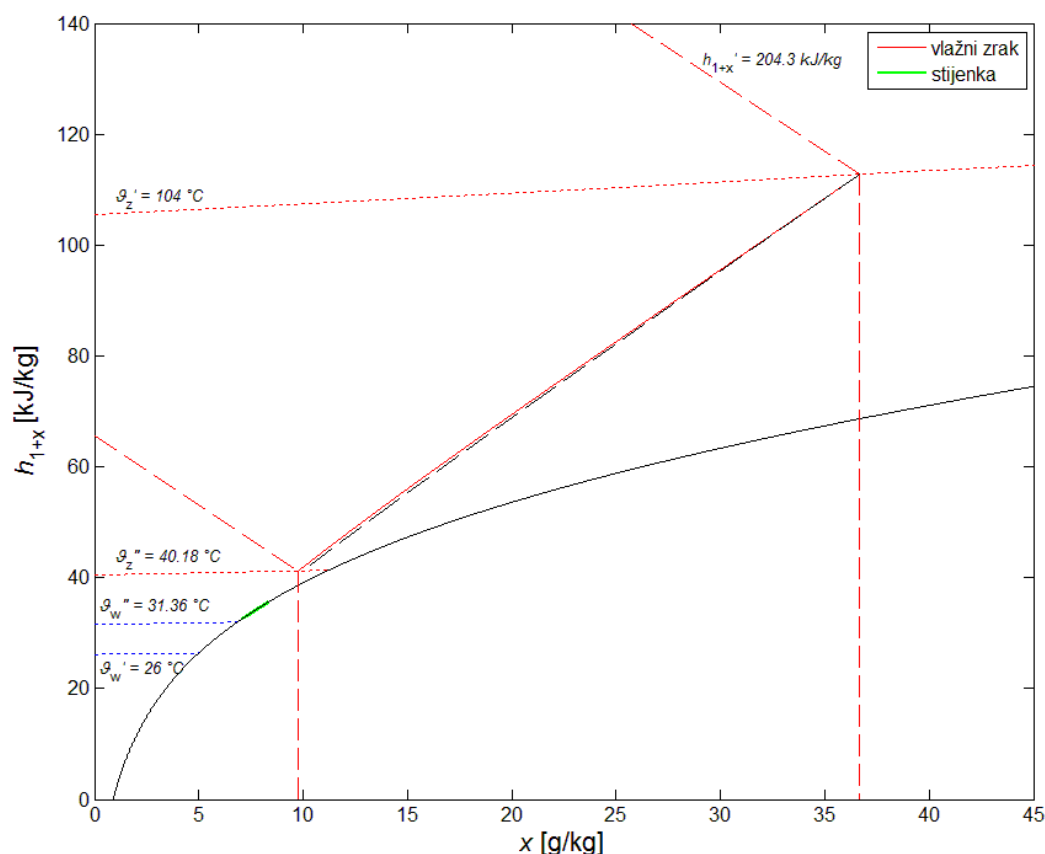
Mollierov h,x dijagram za stanje vlažnog zraka od ulaza do izlaza iz izmjenjivača, za proračun s pretpostavkom malih brzina prijenosa mase, prikazan je na slici 19. Na dijagramu su također prikazana stanja zasićenog zraka uz stijenku izmjenjivača i izoterme rashladne vode na ulazu i na izlazu. Crnom crtkanom linijom prikazan je proces s vlažnim zrakom iz proračuna s pretpostavkom velikih brzina prijenosa. I u h,x dijagramu vidljivo je da su rezultati proračuna s velikim i malim brzinama prijenosa gotovo identični.

Najveća odstupanja su kod veličina direktno vezanih uz intenzitet rošenja: sadržaj vlage, x_d , količina izlučenog kondenzata, q_{mk} , i energija koju kondenzat predaje rashladnoj vodi, $\Phi_w - \Phi_z$. Odstupanja su u najvećoj mjeri rezultat odstupanja vrijednosti koeficijenta prijenosa mase, dobivenom iz Lewisove relacije.

Udio energije koju kondenzat predaje vodi u učinku izmjenjivača iznosi:

$$\frac{\Phi_w - \Phi_z}{\phi_w} = 0,4989 = 49,89\%$$

i nešto je veći od udjela u proračunu s pretpostavkom velikih brzina prijenosa mase zbog povećane količine izlučenog kondenzata.



Slika 19. Usporedba procesa hlađenja i rošenja vlažnog zraka, dobivenih proračunom s pretpostavkom malih i velikih brzina prijenosa mase, u h,x dijagramu

U tablici 11. dane su vrijednosti sadržaja vlage i specifičnih entalpija vlažnog zraka, masenog protoka vodene pare te entalpija vlažnog zraka, kondenzata i rashladne vode na ulazu i izlazu iz izmjenjivača te vrijednosti njihovog pada ili porasta. Također su dana relativna odstupanja promjena vrijednosti u odnosu na promjenu vrijednosti kod proračuna s pretpostavkom malih brzina prijenosa.

U tablici 12. dani su integralni rezultati za proračun s pretpostavkom malih brzina prijenosa mase i odstupanja od rezultata proračuna s pretpostavkom velikih brzina prijenosa.

Odstupanja u tablicama 11. i 12. računata su kao razlika vrijednosti dobivenih proračunom s pretpostavkom malih i velikih brzina prijenosa, svedena na vrijednost dobivenu proračunom s pretpostavkom velikih brzina prijenosa.

Tablica 11. Veličine stanja struja u istosmjernom izmjenjivaču uz pretpostavku malih brzina prijenosa mase

	Ulaz	Izlaz	Promjena	Odstupanje promjene
x_d [g/kg]	36,639	9,739	-26,900	0,770
$h_{1+x,z}$ [kJ/kg]	204,329	65,569	-138,760	0,366
$q_{m,d}$ [kg/h]	1526,849	405,876	-1120,973	0,770
\dot{H}_z [kW]	2365,286	759,016	-1600,415	0,366
\dot{H}_k [kW]	0	42,001	42,001	0,788
\dot{H}_w [kW]	7610,744	9175,004	1558,734	0,355

Tablica 12. Integralni rezultati proračuna s pretpostavkom malih brzina prijenosa mase

	Φ_z [kW]	Φ_w [kW]	$\Phi_w - \Phi_z$ [kW]	$q_{m,k}$ [kg/h]
Vrijednost	784,432	1558,742	774,313	1112,432
Odstupanje [%]	-0,065 %	0,355 %	0,770 %	0,770 %

5.3. Rezultati za protusmjerni izmjenjivač i usporedba s istosmjernom izvedbom

Proračun protusmjerne izvedbe izmjenjivača proveden je s pretpostavkom velikih brzina prijenosa mase. U dijagramskom prikazu izmjenjivača, ulaz struje vlažnog zraka i izlaz struje rashladne vode nalaze se na duljini $L = 0$ dok su izlaz struje zraka i ulaz struje vode na duljini $L = 5,6$.

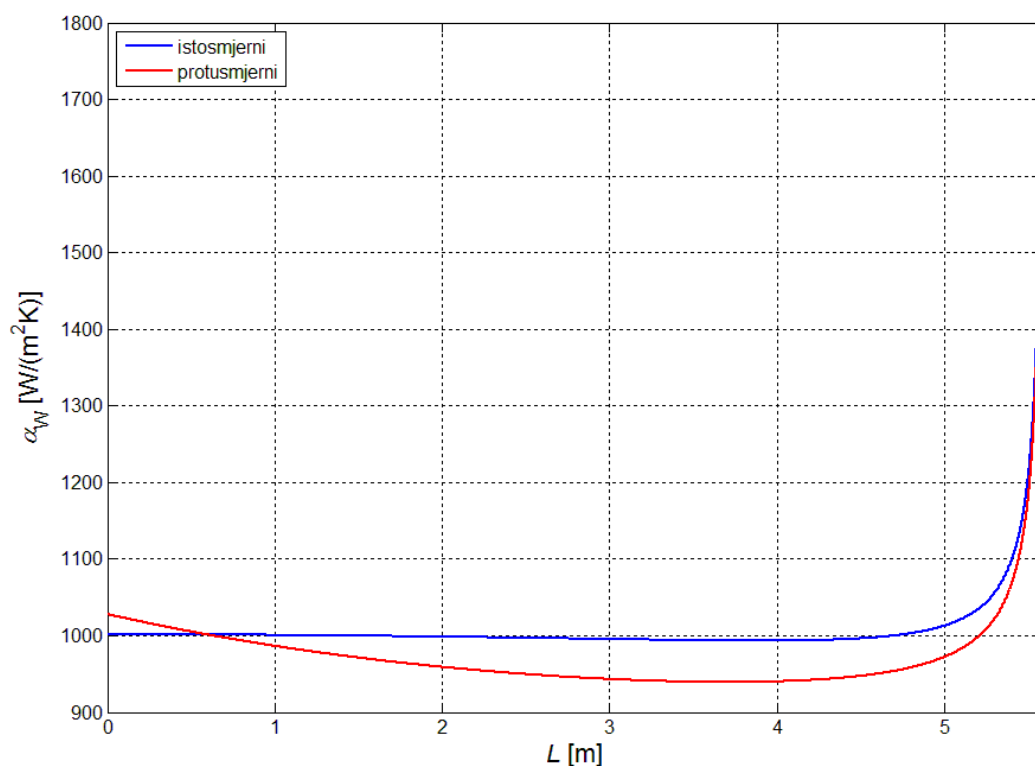
Na slici 20. prikazane su vrijednosti lokalnih koeficijenata prijelaza topline na strani rashladne vode, α_w , za protusmjernu izvedbu. U dijagramu su zadržane stvarne pozicije vrijednosti α_w kod protusmjernog izmjenjivača, dok je α_w istosmjernog prikazan obrnuto, zbog lakše usporedbe. I kod protusmjerne izvedbe vidljivo je početno područje približno konstantnog koeficijenta, nagli pad vrijednosti, postizanje minimuma i daljnji rast koeficijenta prijelaza topline. Zbog ulaska rashladne vode s druge strane, najveće vrijednosti α_w , koje odgovaraju području na duljini manjoj od promjera cijevi, nalaze se na kraju duljine izmjenjivača. U protusmjernom je izmjenjivaču na ulazu rashladne vode, zbog manje temperaturne razlike i manjeg intenziteta prijenosa mase, prijenos topline manje intenzivan nego u istosmjernom, dok je na izlazu struje vode u protusmjernoj izvedbi prijenos intenzivniji. Zbog manjeg prijenosa topline u početnom dijelu strujanja intenzivniji je pad α_w jer je manji porast temperature struje rashladne vode i manja promjena fizikalnih svojstava relevantnih u modelu. Zbog toga

prevladava utjecaj povećanja duljine izmjenjivača čija je posljedica smanjenje α_w . Nakon postizanja minimuma, rast vrijednosti α_w izraženiji je u protusmjernoj izvedbi, jer je u tom području veći utjecaj promjene fizikalnih svojstava u odnosu na promjenu duljine, zbog intenzivnijeg prijenosa topline u odnosu na istosmjerni izmjenjivač.

U tablici 13. dane su neke karakteristične vrijednosti α_w . Prosječna vrijednost dobivena je preko srednje logaritamske temperaturne razlike vlažnog zraka i stijenke.

Tablica 13. Karakteristične vrijednosti α_w [W/(m² K)] u protusmjernom izmjenjivaču

Ulaz	Izlaz	Minimum	Maksimum	Prosječna vrijednost
1748,403	1027,886	939,177	1749,100	1192,018

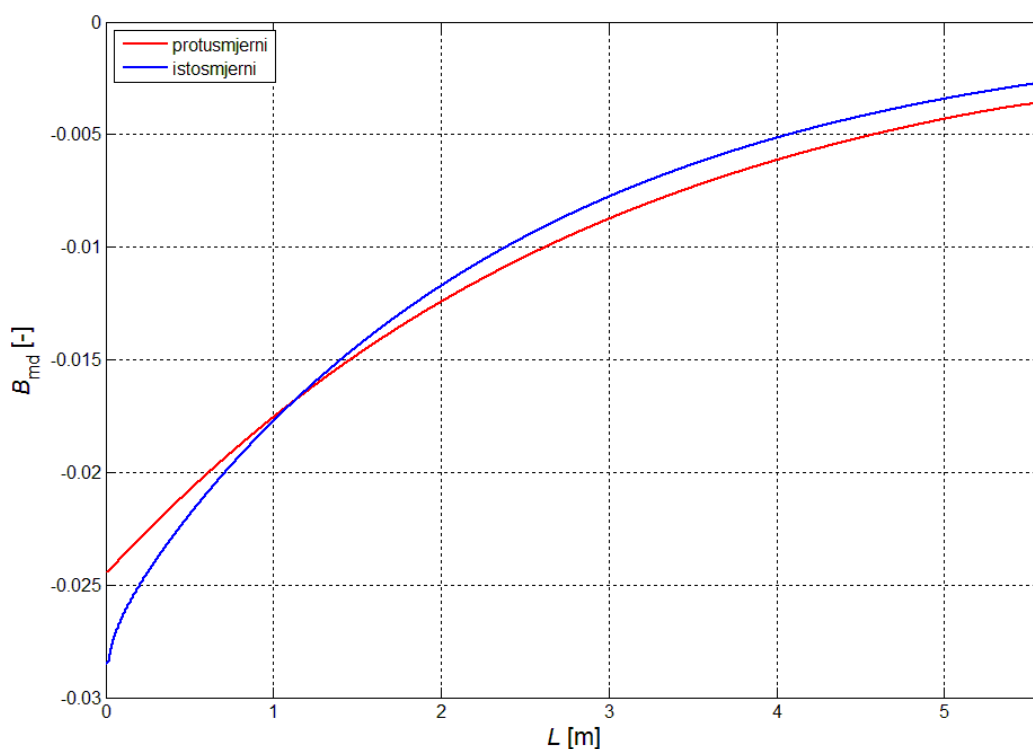


Slika 20. Usporedba koeficijenta prijelaza topline na strani rashladne vode u protusmjernom i istosmjernom izmjenjivaču

Na slici 21. prikazana je usporedba motivirajućih sila prijenosa mase za protusmjernu i istosmjernu izvedbu.

Motivirajuća sila prijenosa mase i u protusmjernoj je izvedbi negativna po cijeloj duljini izmjenjivača i s porastom duljine približava se nuli. Zbog negativne motivirajuće sile, po cijeloj duljini izmjenjivača odvija se rošenje vodene pare.

Zbog više temperature stijenke na ulazu u protusmjerni izmjenjivač viši je parcijalni tlak vodene pare uz stijenku pa je i maseni udio vlage u vlažnom zraku uz stijenku viši. Zbog toga je manja razlika udjela vlage uz i podalje od stijenke pa je na tom području manja apsolutna vrijednost motivirajuće sile prijenosa mase. Iako je zbog veće količine izlučene vlage niži udio vlage u zraku na kraju protusmjernog izmjenjivača, zbog niže temperature stijenke na izlazu i manjeg udjela vlage uz stijenku apsolutna je vrijednost B_{md} na izlazu u protusmjernoj izvedbi veća od istosmjernje.



Slika 21. Usporedba motivirajuće sile prijenosa mase u protusmjernom i istosmjernom izmjenjivaču

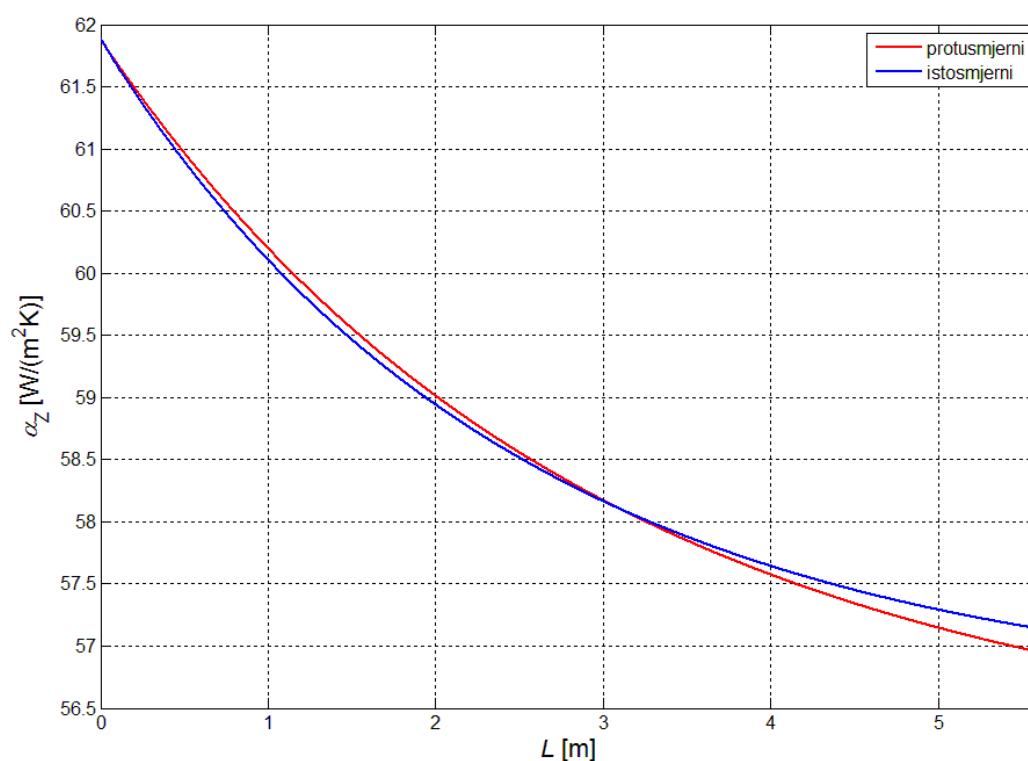
Neke karakteristične vrijednosti motivirajuće sile prijenosa mase i masenih udjela dane su u tablici 14.

Tablica 14. Vrijednosti motivirajuće sile prijenosa mase i masenog udjela vlage u protusmjernom izmjenjivaču

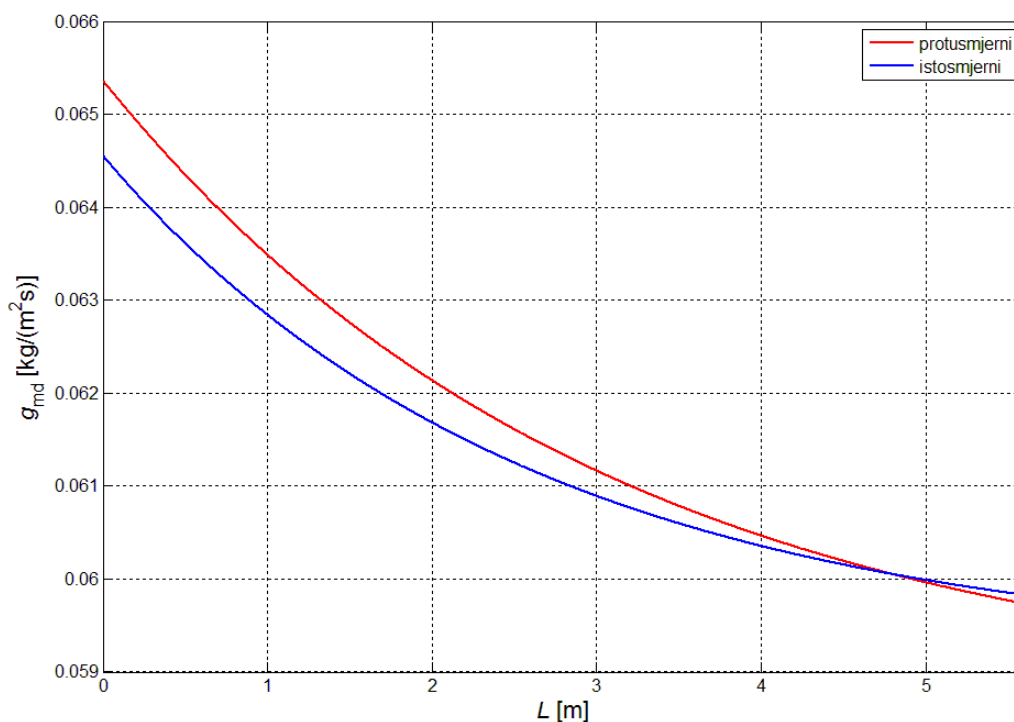
	Ulaz	Izlaz
ξ_d [-]	0,035344	0,008839
ξ_s [-]	0,011098	0,005222
B_{md} [kg/(m ² s)]	-0,02452	-0,00364

Lokalni koeficijenti prijelaza topline na strani vlažnog zraka, α_z , i koeficijent prijenosa mase, g_{md} , kontinuirano padaju, kao i u istosmjernoj izvedbi.

Na slici 22. prikazana je usporedba korigiranih vrijednosti α_w , a na slici 23. usporedba korigiranih vrijednosti g_{md} za istosmjerni i protusmjerni izmjenjivač.



Slika 22. Usporedba korigiranih koeficijenta prijelaza topline na strani zraka u protusmjernom i istosmjernom izmjenjivaču



Slika 23. Usporedba korigiranih koeficijenta prijenosa mase u protusmjernom i istosmjernom izmjenjivaču

U tablici 15. dane su neke karakteristične vrijednosti α_z i g_{md} te njihova relativna povećanja uslijed korekcije. Relativna povećanja svedena su na nekororigirane vrijednosti.

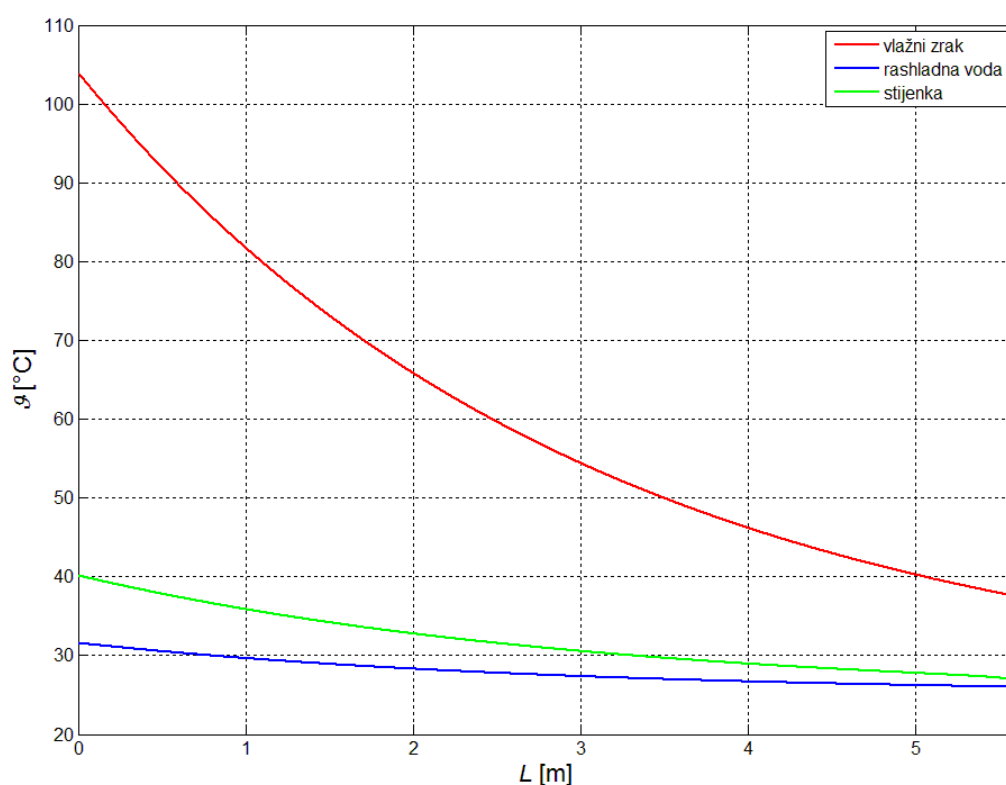
Prosječna vrijednost dobivena je preko srednje logaritamske temperaturne vlažnog zraka i stijenke.

Tablica 15. Karakteristične vrijednosti α_w i g_{md} u protusmjernom izmjenjivaču i postotci njihovih korekcija

	Ulaz	Izlaz	Prosječna vrijednost
α_z [W/(m² K)]	61,877	56,949	58,254
Korekcija α_z [%]	0,1048	0,01537	
g_{md} [kg/(m² s)]	0,0654	0,0597	
Korekcija g_{md} [%]	1,2463	0,1822	

Zbog procesa rošenja, odnosno efekta „usisavanja“, i korigirani koeficijent prijelaza topline i korigirani koeficijent prijenosa mase imaju više vrijednosti od nekorigiranih. Korekcije su najveća na ulazu vlažnog zraka u izmjenjivač jer je na tom području najintenzivniji prijenos mase, dok su na izlazu one veće. Na ulazu protusmjernog izmjenjivača, zbog manje motivirajuće sile prijenosa mase, korekcije α_z i g_{md} manje su nego na ulazu istosmjernog, dok su na izlazu, zbog veće B_{md} korekcije veće.

Raspodjela temperatura vlažnog zraka, rashladne vode i stijenke po duljini protusmjernog izmjenjivača, prikazana je na slici 24.



Slika 24. Raspodjela temperatura po duljini protusmjernog izmjenjivača

Iz dijagrama je vidljivo da temperatura struje vlažnog zraka kontinuirano pada, a rashladne vode kontinuirano raste, no zbog protusmjernog strujanja porast temperature vode odvija se u suprotnom smjeru. Temperaturni pad struje zraka najveći je na ulazu struje vlažnog zraka, a rast struje rashladne vode najveći je na izlazu struje vode iz izmjenjivača zbog toga što su na tom području najveće razlike temperatura između struja. S porastom duljine izmjenjivača

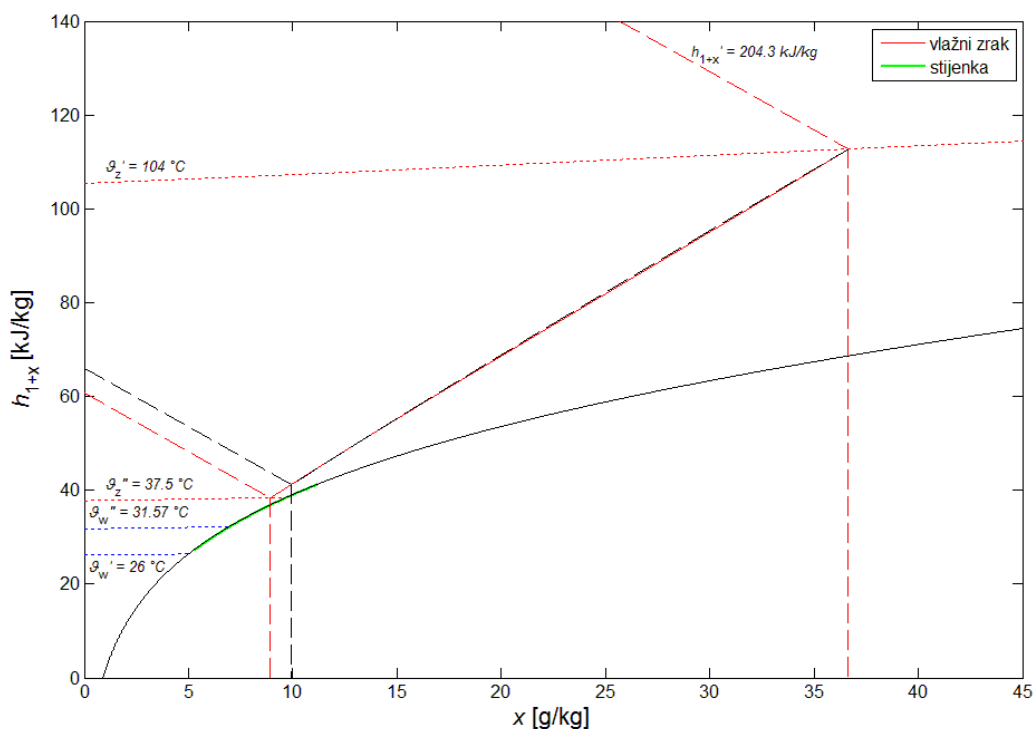
smanjuju se nagibi krivulja temperatura. Ukupni pad temperature struje vlažnog zraka, zbog manjeg toplinskog kapaciteta, veći je od ukupnog temperaturnog porasta struje rashladne vode. I u protusmjernoj izvedbi postoji područje u kojem je temperatura stijenke do duljine promjera cijevi konstantna, a zatim raste zbog naglog porasta α_w . To područje se, zbog protusmjernog strujanja, nalazi na kraju duljine izmjenjivača. Porast temperature stijenke uslijed naglog pada α_w u protusmjernoj je izvedbi zbog manjih temperaturnih razlika na kraju izmjenjivača puno manje izražen.

Ulazne i izlazne vrijednosti temperatura struja u izmjenjivaču i njihove razlike dane su u tablici 16.

Tablica 16. Temperature struja

Struja	$\vartheta' [^{\circ}\text{C}]$	$\vartheta'' [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta\vartheta [^{\circ}\text{C}]$
Vlažni zrak	104	37,497	-66,503
Rashladna voda	26	31,571	5,571
Kondenzat	40,143	26,739	-13,404

Mollierov h,x dijagram za stanje vlažnog zraka od ulaza do izlaza iz protusmjernog izmjenjivača, prikazan je na slici 25. Na dijagramu su također prikazana stanja zasićenog zraka uz stijenku izmjenjivača i izoterme rashladne vode na ulazu i na izlazu. Crnom crtkanom linijom prikazan je proces u istosmjernom izmjenjivaču.



Slika 25. Prikaz procesa hlađenja i rošenja u h,x dijagramu za istosmjerni i protusmjerni izmjenjivač

Iz dijagrama je vidljivo da su omjeri pada entalpije i pada sadržaja vlage za dva procesa približno jednaki, odnosno da se procesi odvijaju po približno jednakoj liniji promjena stanja. Razlika je u tome što se kod protusmjernog izmjenjivača postižu niže temperature i vlažnosti na kraju procesa, odnosno veći je učin izmjenjivača i količina izlučenog kondenzata kod protusmjerne izvedbe.

U tablici 17 dane su vrijednosti sadržaja vlage, specifičnih entalpija, protoka vodene pare, entalpije vlažnog zraka, kondenzata i rashladne vode na ulazu i izlazu iz izmjenjivača te vrijednosti njihovog pada ili porasta.

Tablica 17. Veličine stanja struja u protusmjernom izmjenjivaču

	Ulaz	Izlaz	Promjena
x_d [g/kg]	36,639	8,917	-27,722
$h_{1+x,z}$ [kJ/kg]	204,329	60,698	-143,630
$q_{m,d}$ [kg/h]	1526,849	371,634	-1155,216
\dot{H}_z [kW]	2365,286	702,638	-1662,649
\dot{H}_k [kW]	0	35,879	35,879
\dot{H}_w [kW]	7610,744	9237,506	1626,761

U tablici 18. dani su integralni rezultati proračuna, dobiveni sumiranjem po svim kontrolnim volumenima.

Tablica 18. Integralni rezultati proračuna protusmjernog izmjenjivača

Φ_z [kW]	Φ_w [kW]	$\Phi_w - \Phi_z$ [kW]	$q_{m,k}$ [kW]
816,143	1626,770	810,645	1155,249

Analogno jednadžbi (104) vrijedi:

$$-\Phi_w = \Delta \dot{H}_z + \Delta \dot{H}_k = -1662,649 + 35,879 = -1626,770 \text{ kW} \quad (109)$$

Analogno jednadžbi (105) vrijedi:

$$\Phi_w = \Phi_w - \Phi_z + \Phi_z = 810,645 + 816,143 = 1626,787 \text{ kW} \quad (110)$$

Analogno jednadžbi (106) vrijedi:

$$\Phi_w = \Delta \dot{H}_w = 1626,761 \text{ kW} \quad (111)$$

Udio predanog toplinskog toka zbog rošenja u učinku izmjenjivača iznosi:

$$\frac{\Phi_w - \Phi_z}{\Phi_w} = 0,4983 = 49,83\% \quad (112)$$

Nakon uvrštavanja brojeva iz tablice 17. u jednadžbu (108) radi kontrole, dobiva se:

$$9976,030 \text{ kW} \cong 9976,023 \text{ kW}$$

5.3.1. Usporedba rezultata proračuna protusmjernog i istosmjernog izmjenjivača

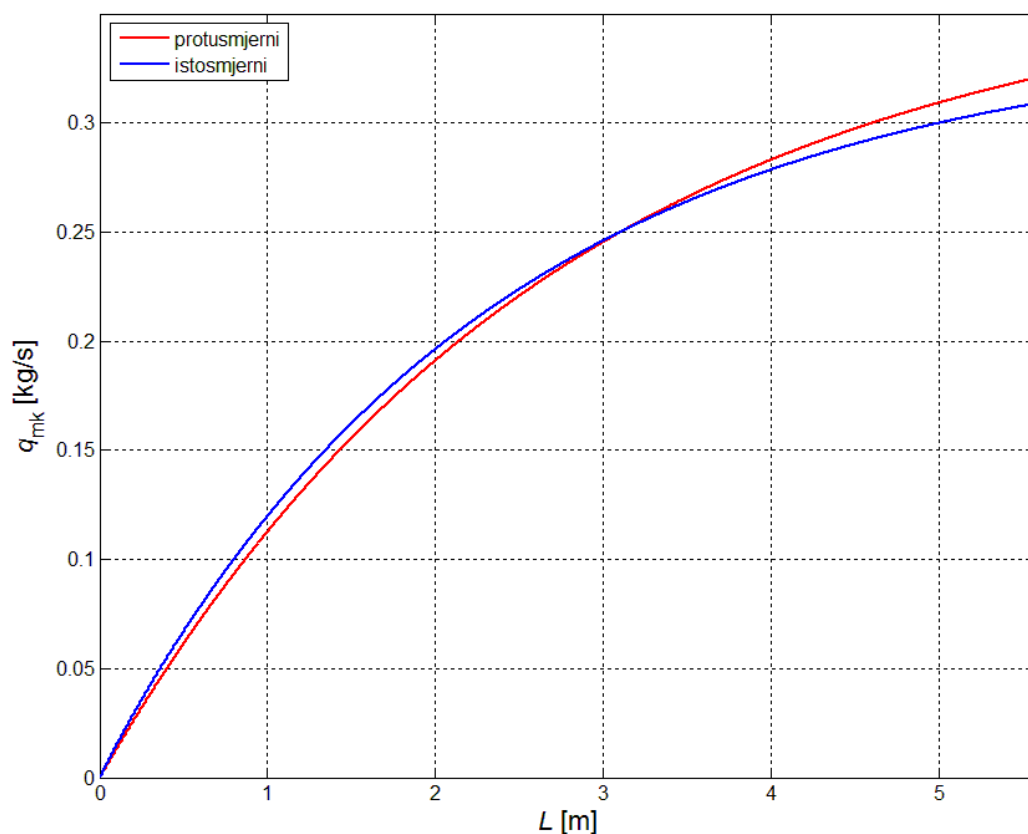
U tablici 19. dana su relativna odstupanja rezultata proračuna kod protusmjerne i istosmjerne izvedbe. Odstupanja su računata kao razlika vrijednosti iz proračuna protusmjernog i istosmjernog izmjenjivača, svedene na vrijednost istosmjernog izmjenjivača.

Tablica 19. Odstupanja rezultata proračuna kod protusmjernog i istosmjernog izmjenjivača

Veličina	Odstupanje [%]	Veličina	Odstupanje [%]
$\Delta \vartheta_z$	4,163	$\Delta \dot{H}_k$ [kW]	-13,904
$\Delta \vartheta_w$	4,368	$\Delta \dot{H}_w$ [kW]	4,364
Δx_d	3,849	Φ_z	4,042
$\Delta h_{l+x,z}$	3,889	Φ_w	4,364
$\Delta q_{m,d}$	3,848	Φ_k	4,692
$\Delta \dot{H}_z$	3,889		

Relativno veliko odstupanje promjene entalpije izlučenog kondenzata rezultat je razlike temperatura stijenke na izlazu iz protusmjernog i istosmjernog izmjenjivača.

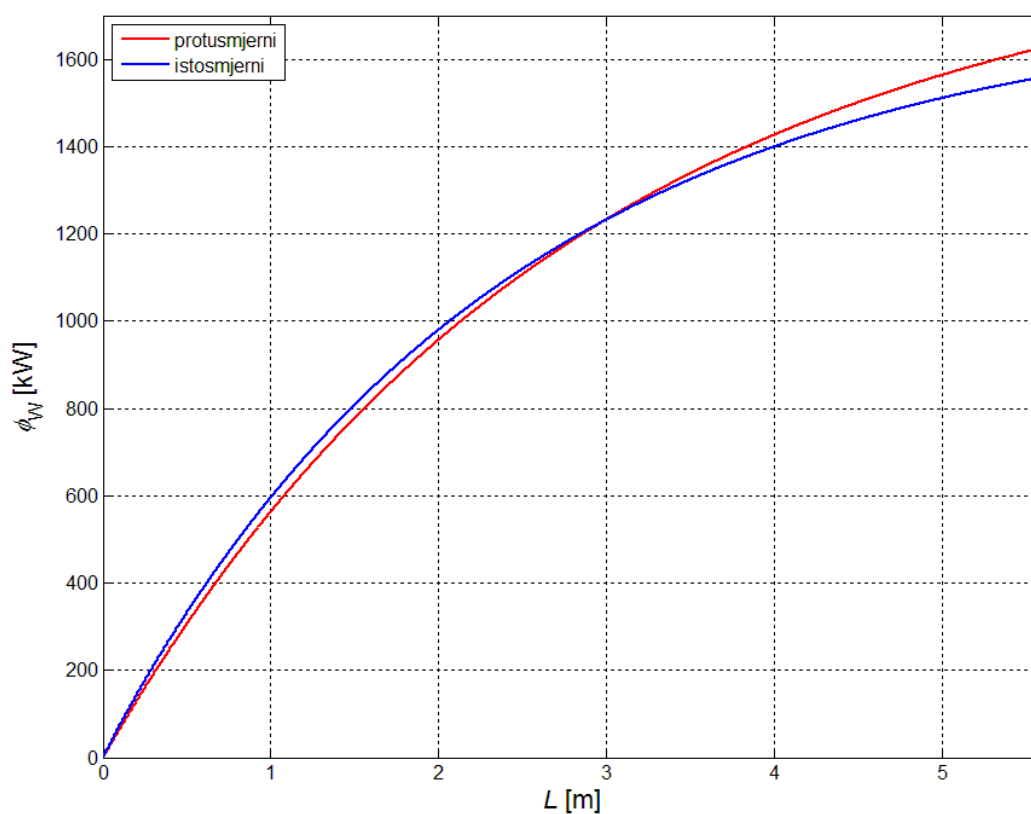
Na slici 26. prikazana je usporedba kumulativnih masenih protoka kondenzata po duljini izmjenjivača za istosmjernu i protusmjernu izvedbu.



Slika 26. Usporedba kumulativnih masenih protoka kondenzata po duljini izmjenjivača

Iz slike je vidljivo kako je u početnom djelu izmjenjivača, zbog veće pokretačke sile prijenosa mase, rošenje intenzivnije u istosmjernom izmjenjivaču, no integralno, za cijeli izmjenjivač, više kondenzata se izluči u protusmjernom izmjenjivaču. Jednaka količina kondenzata za istosmjernu i protusmjernu izvedbu izluči se na udaljenosti nešto većoj od 3 m, dok je dalje od te udaljenosti sve veća razlika u korist protusmjernog izmjenjivača.

Na slici 27. prikazana je usporedba učina po duljini izmjenjivača za istosmjernu i protusmjernu izvedbu.



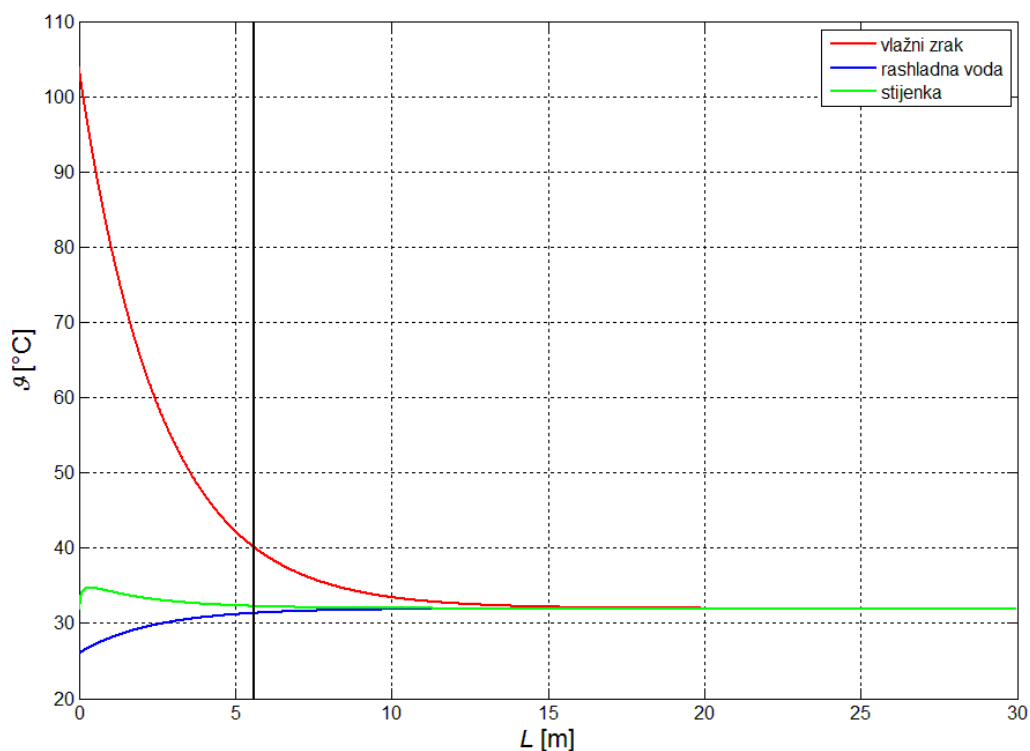
Slika 27. Usporedba učina izmjenjivača po duljini

Kao što je i slučaj kod količine izlučene vlage, i količina prenesene topline veća je na početku kod istosmjernog izmjenjivača, no integralno protusmjerni ima veći učin za istu konačnu površinu. Jednaki toplinski učin dva izmjenjivača imaju na udaljenosti od oko 3 m, dok se povećanjem udaljenosti povećava razlika učina u korist protusmjernog izmjenjivača.

5.4. Analiza izmjenjivača beskonačno velike površine

Provedena je analiza istosmjernog i protusmjernog izmjenjivača beskonačno velike površine, odnosno duljine. Proračun se provodio s konačnom duljinom od 30 m.

Na slici 28. prikazan je profil temperatura za beskonačan istosmjerni izmjenjivač.



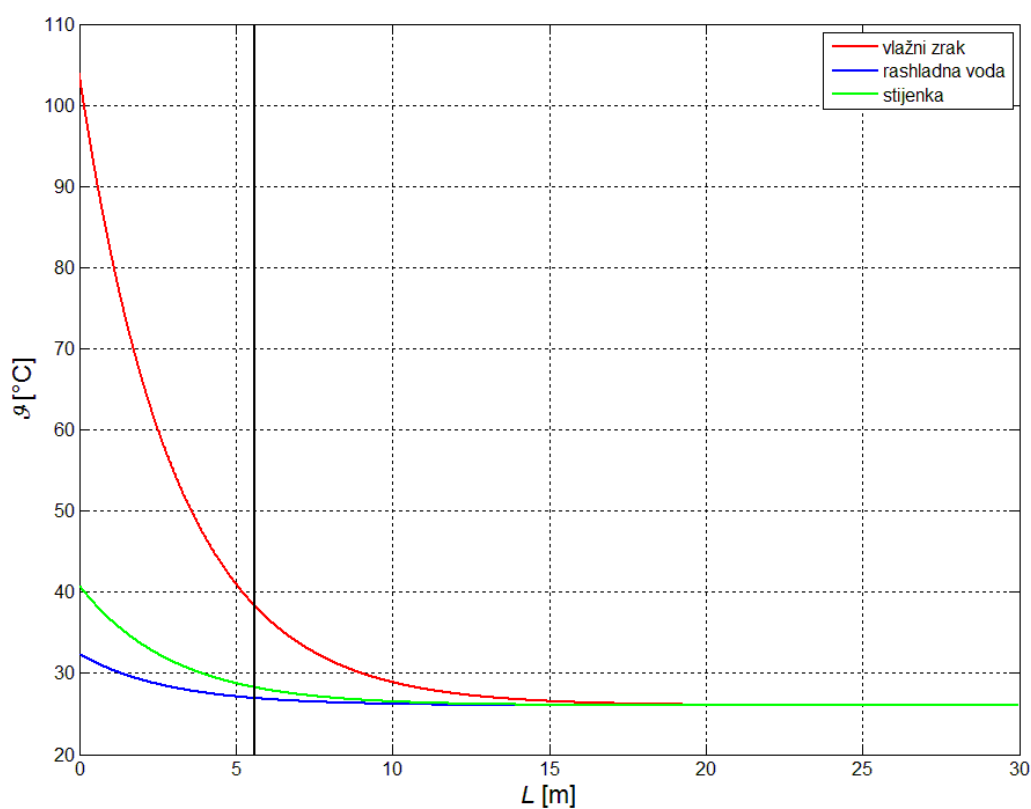
Slika 28. Profil temperatura beskonačnog istosmjernog izmjenjivača

Rezultati proračuna beskonačnog istosmjernog izmjenjivača dani su u tablici 20. U zagradi su postotci povećanja u odnosu na rezultate proračuna realnog istosmjernog izmjenjivača.

Tablica 20. Rezultati proračuna beskonačnog istosmjernog izmjenjivača

Veličina	Vrijednost	Veličina	Vrijednost
$\vartheta_z'' = \vartheta_w'' = \vartheta_k''$ [°C]	28,8	q_{mk} [kg/h]	1230,538 (10,62 %)
x'' [g/kg]	7,11	Φ_w [kW]	1736,505 (11,40 %)
$\Delta\vartheta_z$ [°C]	-75,2 (12,85 %)	Φ_z [kW]	881,868 (12,42 %)
$\Delta\vartheta_w$ [°C]	2,8 (11,46 %)	Φ_k [kW]	854,641 (10,37 %)
Δx_i [g/kg]	-29,53 (10,62 %)		

Na slici 29. prikazan je profil temperatura za protusmjerni izmjenjivač topline beskonačne površine.



Slika 29. Profil temperatura beskonačnog protusmjernog izmjenjivača

Rezultati proračuna beskonačnog protusmjernog izmjenjivača dani su u tablici 21. U zagradi su postotci povećanja u odnosu na rezultate proračuna realnog izmjenjivača.

Tablica 21. Rezultati proračuna beskonačnog protusmjernog izmjenjivača

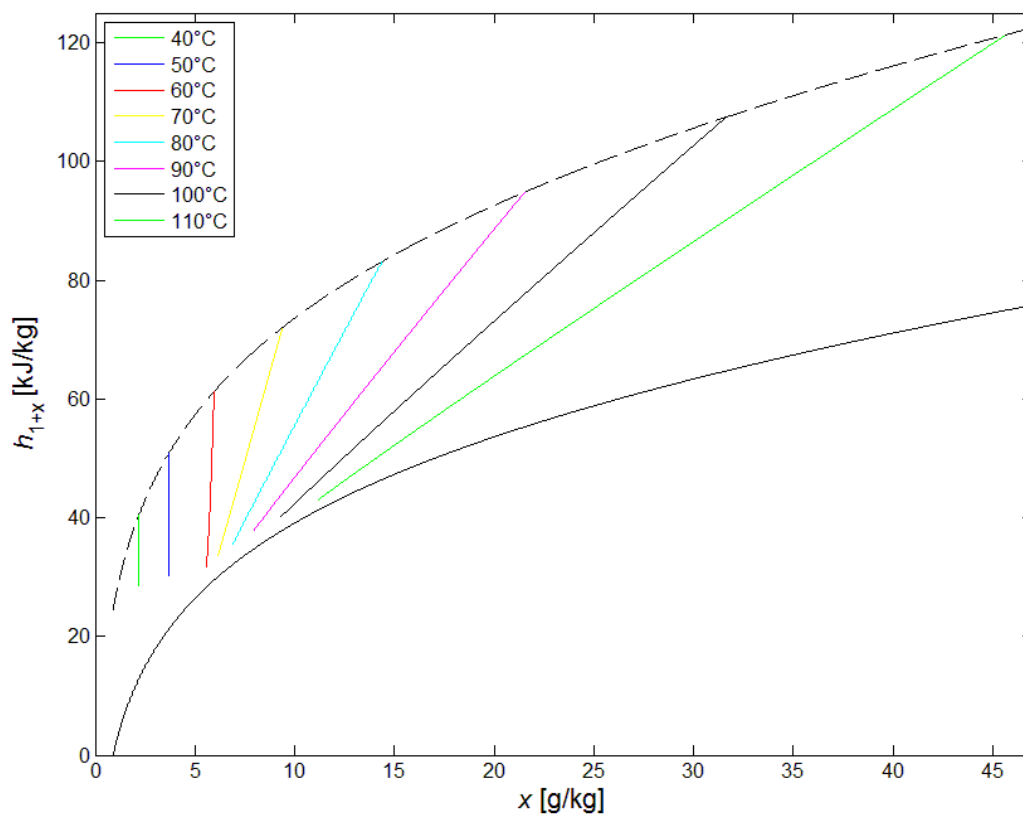
Veličina	Vrijednost	Veličina	Vrijednost
$\vartheta_z'' = \vartheta_k''$ [°C]	26,0	Δx_i [g/kg]	-31,614 (14,04 %)
ϑ_w'' [°C]	32,42	q_{mk} [kg/h]	1317,464 (14,04 %)
x'' [g/kg]	5,927	Φ_w [kW]	1874,268 (15,21 %)
$\Delta \vartheta_z$ [°C]	-78 (17,29 %)	Φ_z [kW]	952,1898 (16,67 %)
$\Delta \vartheta_w$ [°C]	6,42 (15,23 %)	Φ_k [kW]	922,1003 (13,75 %)

U usporedbi s istosmjernim izmjenjivačem beskonačne površine, učin protusmjernog je veći za 7,93%. Takva razlika rezultat je toga da se zrak u protusmjernom izmjenjivaču teorijski može ohladiti do ulazne temperature rashladne vode, dok to kod istosmjernog nije moguće.

5.5. Usporedba različitih ulaznih stanja

U nastavku je provedena analiza utjecaja ulaznog stanja zraka na rezultate proračuna istosmjernog izmjenjivača uz pretpostavku velikih brzina prijenosa mase. Analiziran je utjecaj ulazne temperature zraka i ulazne relativne vlažnosti.

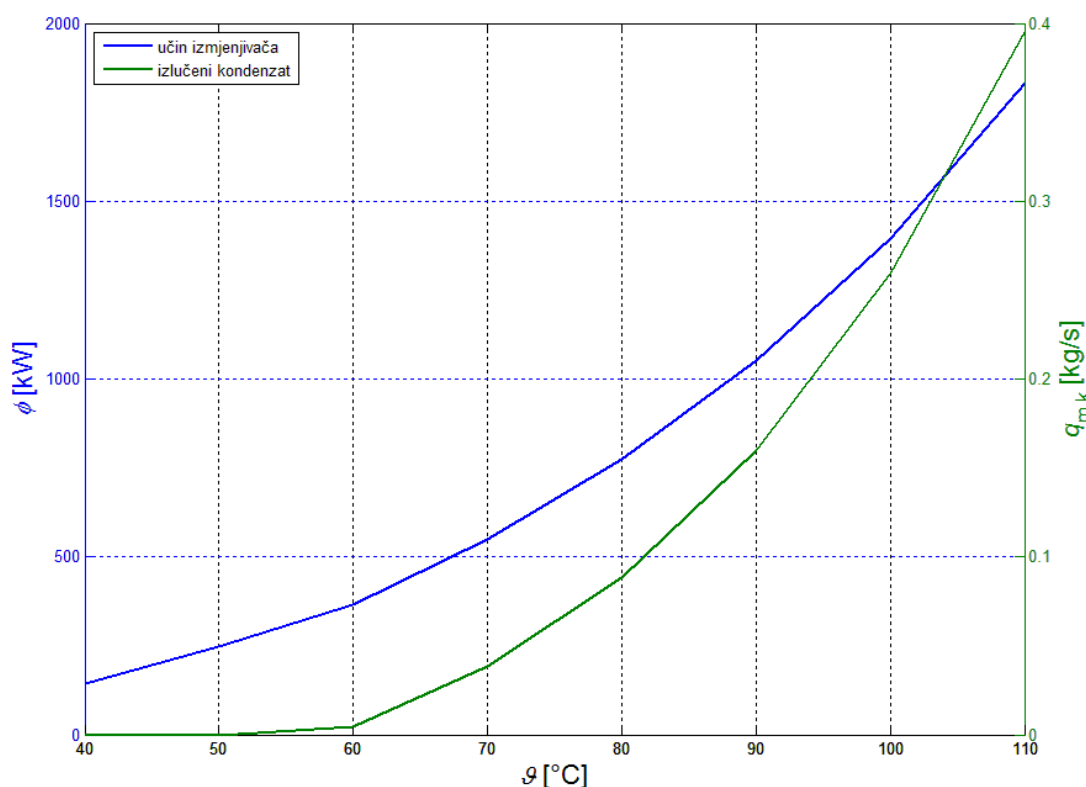
Na slici 30. prikazani su procesi u h,x dijagramu, za različite ulazne temperature, uz konstantnu vrijednost relativne vlažnosti od 20 %.



Slika 30. Usporedba procesa u h,x dijagramu za različite ulazne temperature zraka

Vidljivo je da je za visoke temperature apsolutna vlažnost zraka velika i velika je razlika između ulaznog i izlaznog sadržaja vlage. Za vrlo niske temperature, sadržaj vlage pri 20 % relativne vlažnosti toliko je nizak da se proces rošenja ne odvija pa je proces hlađenja zraka okomita linija u h,x dijagramu. Izlazne temperature svih struja relativno su bliske.

Na slici 31. prikazana je ovisnost učina i izlučenog kondenzata izmjenjivača u ovisnosti o ulaznoj temperaturi pri konstantnoj ulaznoj relativnoj vlažnosti od 20 %.

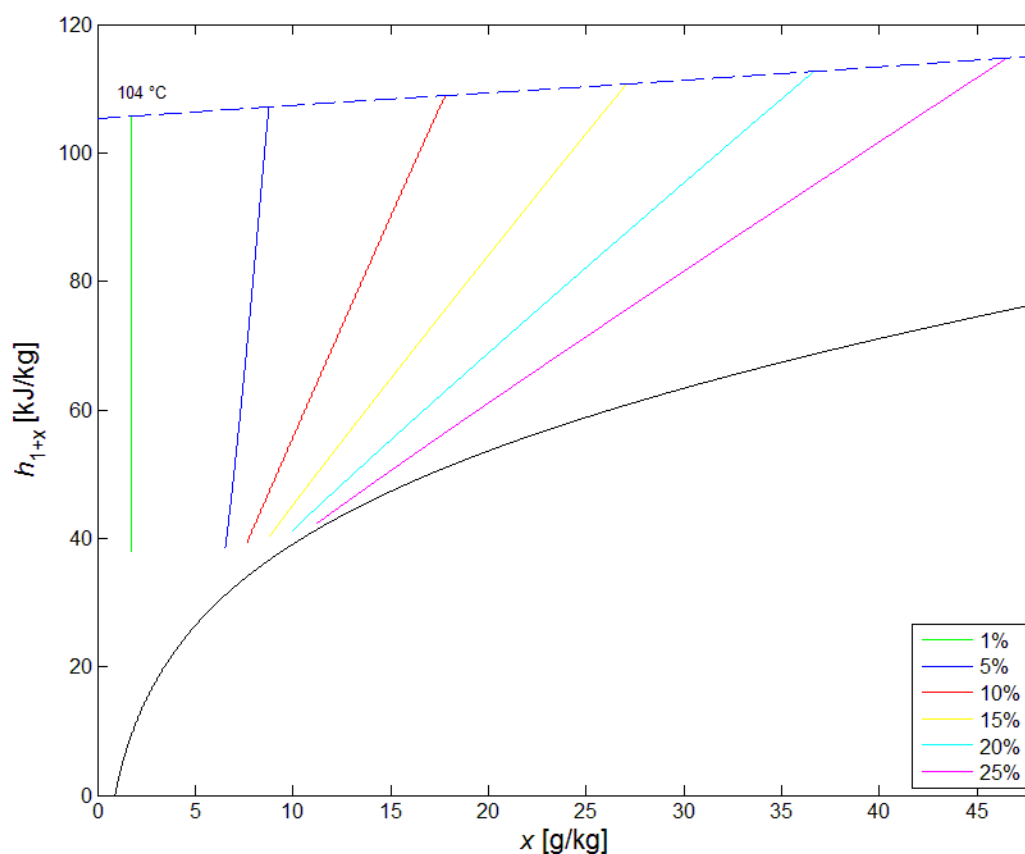


Slika 31. Ovisnost učina izmjenjivača i izlučenog kondenzata o ulaznoj temperaturi zraka

Iz slike je vidljivo da učin i maseni protok kondenzata s porastom ulazne temperature zraka. Za temperature 40 i 50 °C, sadržaj vlage ulaznog zraka niži je od sadržaja vlage uz stijenku pa se rošenje ne odvija i protok kondenzata jednak je nuli.

Na slici 32. prikazani su procesi u h,x dijagramu, za različite ulazne relativne vlažnosti, uz konstantnu vrijednost ulazne temperature zraka od 104 °C

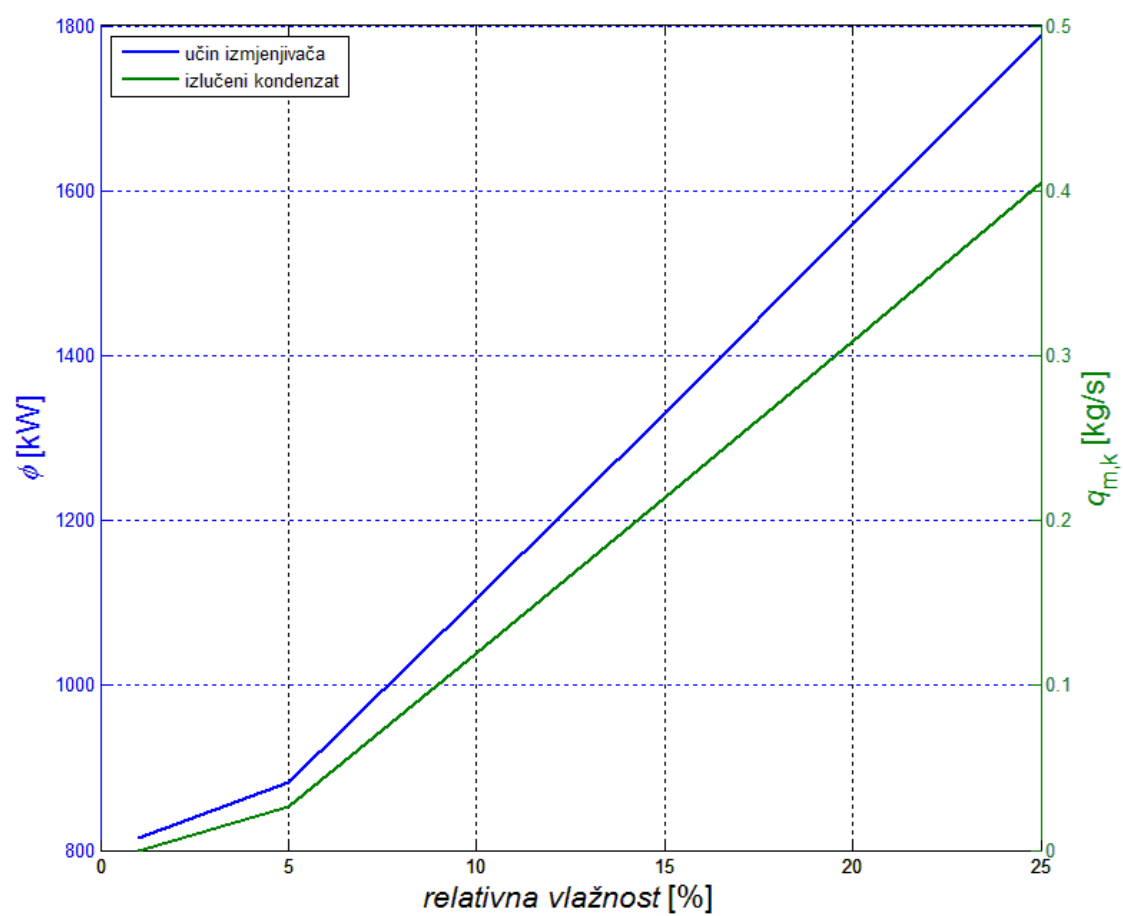
Za niske ulazne vlažnosti nema procesa rošenja, odnosno proces u h,x dijagramu je vertikalna linija. Za velike ulazne vlažnosti velika je razlika između početnog i konačnog sadržaja vlage. Izlazne su temperature za sve prikazane procese bliske pa su i temperaturni padovi struja približno jednaki.



Slika 32. Usporedba procesa u h,x dijagramu za različite ulazne relativne vlažnosti zraka

Na slici 33. prikazana je ovisnost učina i izlučenog kondenzata izmjenjivača u ovisnosti o ulaznoj vlažnosti pri konstantnoj ulaznoj temperaturi zraka od 104 °C.

S porastom relativne vlažnosti učin i protok izlučenog kondenzata rastu. Za ulaznu vlažnost od 1 %, zbog nižeg sadržaja vlage u struji zraka od sadržaja vlage zasićenog zraka na temperaturi stijenke, nema procesa rošenja i protok kondenzata jednak je nuli.



Slika 33. Ovisnost učina izmjenjivača i izlučenog kondenzata o ulaznoj relativnoj vlažnosti zraka

6. ZAKLJUČAK

Usporedbom proračuna s velikim i malim brzinama prijenosa vidljivo je da su razlike između rezultata za zadani problem zanemarive. Korekcija koeficijenata prijelaza topline i prijenosa mase daje zanemarivo različite vrijednosti od nekorigiranih vrijednosti. Upotreba Lewisove relacije umjesto modela analognog korištenom modelu za izračun koeficijenta prijelaza topline uzrokuje najveća odstupanja, no one su za zadan problem manja od 5 % i ne uzrokuju značajna odstupanja rezultata. Može se zaključiti da je pretpostavka malih brzina prijenosa mase opravdana. Usvajanjem pretpostavke model se pojednostavljuje i olakšava se postupak proračuna.

Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani rashladne vode sa srednjim temperaturama rashladne vode uzrokuje zanemariva odstupanja od proračuna s lokalnim temperaturama.

Za istu površinu, zadani protusmjerni izmjenjivač daje veći učin i veću količinu izlučenog kondenzata iz zraka nego istosmjerni izmjenjivač. Povećanje učina i količine izlučenog kondenzata je relativno maleno i manje od 5 %.

Kod istosmjernog i protusmjernog izmjenjivača beskonačne duljine, najveći dio toplinskog toka i masenog toka izmjeni se na početnom dijelu koji odgovara površini realnog izmjenjivača pa daljnje povećanje površine, za zadana ulazna stanja struja, nije opravdano. Prednosti protusmjernog izmjenjivača dolaze do izražaja s povećanjem duljine izmjenjivača zbog mogućnosti hlađenja zraka ispod izlazne temperature rashladne vode.

Ulazna stanja vlažnog zraka imaju velik utjecaj na učin izmjenjivača i na količinu izlučenog kondenzata. Kod niskih ulaznih sadržaja vlage ne dolazi do procesa rošenja, dok je kod visokih rošenje jako izraženo. Općenito, što je viša ulazna vlažnost i što je viša ulazna temperatura, to su viši učini i količine izlučenog kondenzata u izmjenjivaču.

LITERATURA

- [1] Galović, A.: *Termodinamika II*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [2] Ferdelji, N.: *Masena difuzija*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2014.
- [3] Bejan, A.; Kraus, A. D.: *Heat Transfer Handbook*, John Wiley & Sons, 2003.
- [4] Halasz, B.; Galović, A.; Boras, I.; *Toplinske tablice*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [5] Lienhard IV, J. H.; Lienhard V, J. H.: *A Heat Transfer Textbook*, 3rd ed., Phlogiston press, Cambridge, Massachusetts, 2008.

PRILOZI

I. CD-R disc